



تأثیر پارامترهای طراحی و روانکاری بر عملکرد ترموهیدرودینامیک یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب با روانکار میکروپلار

ابوالفضل رسولی‌زاده شورکی^۱، اصغر دشتی رحمت‌آبادی^{۲*}، مهدی زارع مهرجردی^۳ و رضا رشیدی میبدی^۴

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

^۳ استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اردکان، اردکان

^۴ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام‌نور، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۱/۲۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۰۳/۰۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۷/۲۴

چکیده

تحلیل عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با توجه به کاربرد گسترده آن‌ها در صنعت، از اهمیت زیادی برخوردار است. تنش‌های برشی و نیروهای اصطکاکی روانکار، زمینه تغییر شرایط دمایی را فراهم می‌آورند. عواملی نظیر، افزایش سرعت محور، کاهش فضای لقی و کوچکی ضرایب انتقال حرارت روانکار، محور و پوسته یاتاقان، زمینه تشدید تغییرات دمایی روانکار را موجب می‌گردند. در پژوهش حاضر، تأثیر سرعت محور، ضخامت پوسته، طول یاتاقان و مشخصه‌های سیال میکروپلار، بر تغییرات دمایی و توزیع فشار فیلم روانکار، بار قابل حمل و زاویه وضعی یاتاقان بررسی می‌شوند. مشخصه‌های عملکرد یاتاقان، با بکارگیری توزیع فشار حرارتی حاصل از حل معادله رینولدز با لحاظ شرایط دمایی و لزجت نهایی روانکار، قابل محاسبه می‌باشند. مقایسه عملکرد یاتاقان‌های سه‌لب با لحاظ اثرات دمایی و بدون آن، از تضعیف فشار ایجاد شده در روانکار و کاهش بار قابل حمل یاتاقان با افزایش دما، بویژه در سرعت‌های دورانی بالای روتور حکایت دارد؛ همچنین نتایج، افزایش اثرات دمایی بر عملکرد یاتاقان‌های مورد ارزیابی با افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار را نشان می‌دهند.

کلمات کلیدی: یاتاقان ژورنال سه‌لب؛ عملکرد ترموهیدرودینامیکی؛ روانکار میکروپلار؛ روش درونیابی مشتق تعمیم‌یافته.

Effects of Design and Lubrication Parameters on Thermo-Hydrodynamic Performance of Noncircular Three Lobe Journal Bearings with Micropolar Lubricant

A. Rasoolizadeh Shooroki, A. Dashti Rahmatabadi^{2,*}, M. Zare Mehrjardi³, R. Rashidi Meybodi⁴

¹ Ph. D. Student, Mech. Eng., Yazd Univ., Yazd, Iran.

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

³ Assis. Prof., Mech. Eng., Ardakan Univ., Ardakan, Iran.

⁴ Assis. Prof., Mech. Eng., Payam Noor Univ., Tehran, Iran.

Abstract

Due to wide range of engineering application of noncircular journal bearings in industry, their performance analysis is important. Shear stresses and friction forces in lubricant film cause variation of temperature condition in the bearing. Parameters such as increasing in rotational speed of shaft, decreasing in clearance space of bearing and low coefficient of heat transfer of lubricant, shaft and bearing cause the intensity changes in lubricant film temperature conditions. In the present work, the effects of design parameters such as speed of shaft, thickness of bearing shell, bearing length and micropolar lubricant characteristics on changes of temperature, lubricant film pressure distribution, load carrying capacity and attitude angle of bearing are investigated. By comparing the performance of noncircular three lobe bearings with and without considering temperature effects, it is found that pressure of lubricant film as well as load carrying capacity of bearing system decrease with increasing temperature, especially at high rotational speed of rotor. Also, the results show that with increasing micropolarity properties of lubricant, the effect of temperature on performance of mentioned bearings can be increased.

Keywords: Three Lobe Journal Bearing, Thermo-Hydrodynamic Performance, Micropolar Lubricant, Generalized Differential Quadrature Method.

۱- مقدمه

امروزه بکارگیری یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور، به سبب خصوصیات منحصر بفردی نظیر، اصطکاک کم، هزینه ساخت و نگهداری پایین، خاصیت میراکنندگی و عملکرد خوب در سرعت‌های بالا، از افزایش قابل توجهی برخوردار است. اهمیت موضوعاتی همچون، ارتقاء عملکرد استاتیکی و پایداری دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال در شرایط کارکرد، موجب جلب توجه بسیاری از پژوهشگران حوزه روانکاری در این زمینه شده است. از مهمترین راهکارهای پیشنهادی توسط محققان حوزه روانکاری در بهبود عملکرد استاتیکی و دینامیکی یاتاقان‌ها، می‌توان به استفاده از یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با اشکال هندسی گوناگون و همچنین تغییر در نوع روانکار مورد استفاده اشاره کرد. عواملی نظیر، ترکیب مواد افزودنی به سیال روانکار، امکان اختلاط مواد اضافی مانند، گرد و غبار و ذرات فلزی ساییده شده به روانکار و همچنین کوچک بودن ابعاد فضای لقی بین روتور و یاتاقان بویژه در ناحیه متناظر با کمینه ضخامت فیلم روانکار، باعث شده است تا مدل‌های کلاسیک محیط پیوسته، نتایج قابل قبولی را برای سیال روانکار بدست ندهد و استفاده از معادلات ناویر استوکس و فرض سیال نیوتونی، سبب انحراف نتایج از شرایط واقعی شود. با توجه به موارد فوق، فرض سیال روانکار، بعنوان یک مایع تعلیقی همانند آنچه در مدل میکروپلار انجام شده، می‌تواند نتایج تحلیل را به شرایط واقعی نزدیکتر سازد؛ بنابراین در پژوهش حاضر، تحلیل رفتار ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با مدل مذکور، مورد بررسی قرار گرفته است.

تئوری میکروپلار^۱، برای اولین بار توسط برادران کسرات [۱] با عنوان تئوری کسرات مطرح شد. در این تئوری، بر یک المان مادی علاوه بر اثرات تنش‌ها، اثرات کوپل تنش‌ها نیز منظور می‌گردند. از موارد قابل بیان در تئوری میکروپلار، می‌توان به مستقل بودن دو کمیت سینماتیکی میدان برداری سرعت و میدان برداری چرخش و همچنین نامتقارن بودن تانسور تنش اشاره کرد. تئوری سیالات میکروپلار توسط ارینگن [۲]، در سال ۱۹۶۴ ارائه گردیده است که در آن علاوه بر حرکت خطی ذرات معلق، چرخش این ذرات نیز در

نظر گرفته شده است. پیش‌بینی‌های هیدرودینامیکی جریان سیال ارائه شده در این پژوهش، تطابق بالایی با نتایج آزمایشگاهی دارد. استفاده از مدل سیال میکروپلار به جای سیال نیوتونی در روانکاری یاتاقان‌های کشویی، برای اولین بار توسط آلن و کلاین [۳] در سال ۱۹۷۱ و در یاتاقان‌های ژورنال، توسط پراکاش و سینها [۴] در سال ۱۹۷۵ صورت گرفت. نتایج ارائه شده توسط پراکاش و سینها، در تعمیم مدل سیال میکروپلار به حوزه روانکاری یاتاقان‌های ژورنال مدور بر افزایش ویسکوزیته مؤثر فیلم روانکار بویژه در نواحی متناظر با بیشینه فشار توزیع شده در یاتاقان پس از اعمال بارگذاری حکایت دارد. با انتشار این نتایج، مقالات فراوانی در ارتباط با ارزیابی یاتاقان‌های ژورنال تحت روانکاری با سیالات تعلیقی از دیدگاه میکروکانتینیوم ارائه گردید. بررسی یاتاقان‌های ژورنال با طول محدود تحت روانکاری میکروپلار که در سال ۱۹۸۹ توسط خونساری و بریو [۵] صورت گرفت، گویای آن است که با افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار و تشدید تفاوت آن با سیال نیوتونی، ظرفیت حمل بار توسط یاتاقان به طور قابل توجهی افزایش و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. پس از آن مطالعه اثرات رئولوژی^۲ سیالات میکروپلار که زیر مجموعه‌ای از مکانیک محیط‌های پیوسته می‌باشند، بر عملکرد روانکاری یاتاقان‌های ژورنال ناهمراستا توسط داس و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۲ انجام شد. نتایج این محققان نیز، بر افزایش ظرفیت حمل بار در یاتاقان و کاهش ضریب اصطکاک در صورت جایگزینی سیال نیوتونی با میکروپلار حکایت دارد. نایر و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۷، تحقیقی روی مشخصه‌های عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور بیضوی الاستوهیدرودینامیکی روانکاری شده با سیال میکروپلار انجام دادند. در این پژوهش، تحلیل معادله رینولدز اصلاحی حاکم بر جریان روانکار و نیز معادلات الاستیسیته مربوط به میدان جابجایی‌های پوسته انعطاف‌پذیر یاتاقان، بر مبنای روش حل عددی المان‌های محدود صورت گرفته است. نتایج این تحقیق، گویای ارتقاء مشخصه‌های عملکرد یاتاقان در صورت جایگزینی سیال روانکار نیوتونی با میکروپلار است. به دلیل پایداری بهتر یاتاقان‌های ژورنال لُب‌دار در مقایسه با یاتاقان‌های مدور در

² Rheology¹ Micropolar

روانکار نیوتنی در نظر گرفته شده است. نتایج مطالعه فوق، حاکی از آن است که دمای فیلم روانکار در یاتاقان‌های سه‌لب شیاردار در مقایسه با دیگر انواع یاتاقان‌های مدور و شیاردار در شرایط کاری یکسان، افزایش بیشتری خواهد داشت. دشتی رحمت‌آبادی و همکاران [۱۳] نیز در سال ۲۰۱۶، تأثیر زوایای نصب و انحراف بر عملکرد حرارتی سه نوع از یاتاقان‌های غیرمدور تحت روانکاری با سیال نیوتونی را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش، مشخص گردیده است که تغییر در زوایای نصب و انحراف، تأثیر مشهودتری بر عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های غیرمدور دو لب نسبت به سه لب و چهار لب دارد. از تحقیقات صورت گرفته در زمینه تحلیل ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال مدور با سیال میکروپلار، تحلیلی عددی با در نظر گرفتن توأم اثرات کاویتاسیون و حرارت است که توسط وانگ و ژو [۱۴] در سال ۲۰۰۶ صورت گرفته است. نتایج این پژوهش، نشان دهنده افزایش ظرفیت بار قابل حمل توسط یاتاقان، کاهش ضریب اصطکاک و نشتی جانبی در صورت بکارگیری مدل سیال میکروپلار بجای نوع نیوتونی با در نظر گرفتن اثرات حرارت است.

با مرور کارهای انجام گرفته در زمینه یاتاقان‌های غیرمدور، مشاهده می‌شود که تاکنون در رابطه با اثرات دما بر عملکرد یاتاقان‌های غیرمدور با روانکاری میکروپلار، با منظور نمودن تأثیر مشخصه‌های مؤثر بر عملکرد، مطالعه‌ای گزارش نشده است. از این رو در پژوهش حاضر، با در نظر گرفتن تأثیر تغییر سرعت دوران محور، ضخامت پوسته و طول یاتاقان و نیز مشخصه‌های مدل سیال میکروپلار بر افزایش دما و لزجت روانکار، مشخصه‌های عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور سه لب به کمک روش حل عددی درونیابی مشتق تعمیم یافته، مورد مطالعه قرار می‌گیرند.

۲- روش درونیابی مشتق تعمیم یافته

روش حل عددی درونیابی مشتق تعمیم یافته، یک روش حل عددی مرتبه بالا بشمار می‌آید. در این روش، برخلاف سایر روش‌های عددی از مقادیر تابع آزمایش مورد استفاده روی تمامی نقاط دامنه مسأله برای حدس مقادیر تابع مشتق مجهول اصلی استفاده می‌شود. در پژوهش حاضر، از این روش عددی در تحلیل معادلات دوبعدی رینولدز و انرژي و

سرعت‌های بالا، استفاده از یاتاقان‌های غیرمدور در سرعت‌های چرخشی بالای ماشین آلات صنعتی، بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. در پژوهش‌های صورت گرفته در حوزه یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور لب‌دار با رژیم روانکاری میکروپلار بدون در نظر گرفتن اثرات حرارت، رحمت‌آبادی و همکاران [۸]، تأثیر پارامترهایی نظیر، میزان غیرمدوری یاتاقان و ویژگی‌های سیال میکروپلار بر عملکرد استاتیکی مجموعه را مورد بررسی قرار داده‌اند. دستاورد نتایج پژوهش‌های مذکور از عملکرد مطلوب‌تر یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور لب‌دار در صورت جایگزینی روانکار نیوتونی با میکروپلار حکایت دارد. همچنین در سال ۲۰۱۶، مطالعه‌ای بر عملکرد پایدار هم‌دمای یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور لب‌دار تحت روانکاری با سیال میکروپلار توسط زارع مهرجودی و همکاران [۹]، صورت گرفته است. در این پژوهش، تأثیر پارامترهای طراحی همچون، نسبت خروج از مرکزی، پریلود و مشخصه‌های سیال میکروپلار بر بار قابل حمل، نسبت فرکانس چرخش گردابی و جرم بحرانی در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو، سه و چهار لب، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که در یاتاقان‌های غیرمدور، افزایش پریلود سبب کاهش نسبت جرم بحرانی به ظرفیت بار قابل حمل در یاتاقان می‌شود. همچنین نتایج، بیانگر عملکرد دینامیکی و حالت پایدار مناسب‌تر یاتاقان‌های ژورنال با بکارگیری روانکار میکروپلار بجای نیوتونی است. در حوزه تحلیل ترموهیدرودینامیکی عملکرد یاتاقان‌های ژورنال نسبت به تحلیل هیدرودینامیکی، مطالعات محدودتری انجام گرفته که ارزیابی چگونگی اثر تغییرات دما بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور با طول محدود توسط کروسبی [۱۰] در سال ۱۹۸۰ از آن جمله است. در ادامه سینگ و ماژومدار [۱۱] در سال ۲۰۰۵، یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور را با در نظر گرفتن اثرات حرارت شبیه‌سازی کرده، موفق به ارائه عملکرد حالت پایدار این گروه از یاتاقان‌ها با تحلیل همزمان معادلات رینولدز، انرژي و انتقال حرارت شدند. تحلیل ترموهیدرودینامیکی روی یاتاقان‌های ژورنال مدور، دو لب، سه لب و چهار لب شیاردار، توسط بهاگات و روی [۱۲] در سال ۲۰۱۴ صورت گرفته است. در این پژوهش مواردی همچون، هندسه شیار، اثر کاویتاسیون در فیلم سیال و چرخش سیال روانکار در یاتاقان در بررسی‌ها لحاظ شده‌اند و

$$i = 1, 2, \dots, N_x, k = 1, 2, \dots, N_x \quad (7)$$

$$, r = 1, 2, \dots, N_x - 1$$

که مقادیر قطر اصلی ماتریس ضرایب مربوطه به صورت رابطه (۸) به دست می‌آیند:

$$A_{i,i}^{(r)} = - \sum_{k=1, k \neq i}^{N_x} A_{i,k}^{(r)}, \quad i = 1, 2, \dots, N_x \quad (8)$$

در بررسی حاضر، از روش صفرهای جابه‌جا شده چند جمله‌ای چبیشف برای تعیین مکان نقاط نمونه روی دامنه مسأله استفاده شده است:

$$x_i = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{(2i-1)\pi}{2N_x} \right) \right), \quad 0 < x_i < 1 \quad i = 1, 2, 3, \dots, N_x \quad (9)$$

با ضرب مقادیر مورد نظر در بازه داده شده می‌توان بازه (۰، ۱) را به هر طول دلخواهی تعمیم داد.

برای محاسبه انتگرال، از تابع تقریب مورد نظر روی دامنه مسأله از رابطه (۱۰) استفاده می‌شود:

$$\int_0^1 f(x, y, z) dx = \sum_{i=1}^{N_x} c_i^x f(x_i, y, z) \quad (10)$$

در معادله (۱۰)، c_i^x نشان‌دهنده ضرایب وزنی معادل جهت محاسبه انتگرال است و برای محاسبه آن بصورت رابطه (۱۱) عمل می‌شود:

$$\sum_{j=1}^{N_x} x_j^{k-1} c_j^x = \frac{1}{k}, \quad k = 2, 3, \dots, N_x \quad (11)$$

در تحلیل مسائل دو و سه‌بعدی، می‌توان از گسترش روابط داده شده در دیگر راستاهای محورهای مختصات استفاده کرد.

۳- معادلات حاکم

۳-۱- معادله رینولدز تعمیم‌یافته

در سیالات میکروپلار، بعلت وجود ذرات معلق در فضای سیال روانکار برای دستیابی به معادله رینولدز تعمیم یافته لازم است تا علاوه بر معادلات بقاء ممنتوم خطی و پیوستگی، معادله بقاء ممنتوم زاویه‌ای نیز بکار گرفته شود.

با بکارگیری معادلات ممنتوم خطی و زاویه‌ای و اعمال شرایط مرزی مناسب در یاتاقان‌های ژورنال مؤلفه‌های سرعت‌های خطی و سرعت‌های زاویه‌ای، ذرات معلق در سیال روانکار بصورت روابط (۱۲-۲۰) حاصل می‌گردد [۱۴].

نیز معادله سه‌بعدی انتقال حرارت استفاده گردیده است. بر اساس قوانین روش درونیایی مشتق، برای مشتق مرتبه r تابع مفروض $f=f(x,y,z)$ نسبت به متغیر x می‌توان نوشت [۱۵]:

$$f_x^{(r)}(x_i, y_j, z_k) = \sum_{m=1}^{N_x} A_{i,m}^{(r)} f(x_m, y_j, z_k) \quad (1)$$

$$i = 1, 2, \dots, N_x, \quad j = 1, 2, \dots, N_y, \quad k = 1, 2, \dots, N_z$$

در رابطه (۱)، N_z, N_y, N_x به ترتیب، معرف تعداد نقاط شبکه‌بندی در راستای محورهای x و y و z و $A_{i,m}^{(r)}$ نشان‌دهنده ماتریس ضرایب وزنی مربوط به مشتق مرتبه r تابع f در راستای محور x و در نقطه مفروض (x_i, y_j, z_k) است. برای تعیین ماتریس ضرایب وزنی در روش عددی حاضر، از یک تابع تقریب آزمایشی روی دامنه مسأله استفاده می‌شود. تابع چندجمله‌ای مورد استفاده در این روش که برگرفته از توابع درونیایی لاگرانژ است، دارای رابطه (۲) است:

$$\Phi(x) = \frac{M(x)}{(x-x_k)M^{(1)}(x_k)} \quad k = 1, 2, \dots, N_x \quad (2)$$

در رابطه (۲)، $M(x)$ بصورت رابطه (۳) تعریف می‌شود:

$$M(x) = \prod_{k=1}^{N_x} (x-x_k) \quad (3)$$

و $M^{(1)}(x)$ مشتق مرتبه اول تابع $M(x)$ است که با رابطه (۴) به دست می‌آید:

$$M^{(1)}(x) = \prod_{k=1, k \neq i}^{N_x} (x_i - x_k) \quad (4)$$

با جایگذاری رابطه (۲) در رابطه (۱)، ماتریس ضرایب مشتق مرتبه اول تابع f در راستای محور x ، بصورت روابط (۵-۶) خواهد بود:

$$A_{i,k}^{(1)} \frac{M(x)}{(x-x_k)M^{(1)}(x_k)} \quad i \neq k \quad i = 1, 2, \dots, N_x, \quad k = 1, 2, \dots, N_x \quad (5)$$

$$A_{i,i}^{(1)} = - \sum_{k=1, k \neq i}^{N_x} A_{i,k}^{(1)}, \quad i = 1, 2, \dots, N_x \quad (6)$$

برای محاسبه ماتریس ضرایب مربوط به مشتقات مراتب بالاتر نیز می‌توان از رابطه (۷) استفاده کرد:

$$A_{i,k}^{(r)} = r \left(A_{i,i}^{(r-1)} A_{i,k}^{(1)} - \frac{A_{i,k}^{(r-1)}}{(x_i - x_k)} \right), \quad i \neq k$$

می‌کند. U ، سرعت خطی سطح روتور در تماس با سیال و μ ، بیانگر لزجت پایه سیال روانکار و P فشار توزیع شده در فیلم سیال روانکار یاتاقان است؛ همچنین h به ضخامت فیلم روانکار قرارگرفته مابین سطح بیرونی روتور و سطح داخلی یاتاقان اشاره دارد.

با جایگذاری مؤلفه‌های سرعت‌های خطی و زاویه‌ای ذرات معلق در معادله پیوستگی، معادله رینولدز اصلاحی حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی با در نظر گرفتن مدل سیال میکروپلار، بصورت روابط (۲۲) و (۲۳) استخراج می‌گردد [۱۵]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\psi(N, \Lambda, h)}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\psi(N, \Lambda, h)}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (22)$$

$$\psi(N, \Lambda, h) = h^3 + 12\Lambda^2 h - 6\Lambda h^2 \coth\left(\frac{Nh}{2\Lambda}\right) \quad (23)$$

کمیت‌های N و Λ در روابط (۲۲-۲۳) اشاره به خواص میکروپلارینه سیال روانکار دارند و در صورت حذف آن‌ها، معادله رینولدز تعمیم یافته به معادله رینولدز کلاسیک برای سیال نیوتونی در روانکاری یاتاقان‌های ژورنال تبدیل می‌شود. با توجه به شکل هندسی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور لب‌دار، ضخامت فیلم سیال در هر نقطه از محیط پیرامون یاتاقان از رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$h_n = c_m \left(\frac{1}{\delta} - \varepsilon \sin(\varphi_0) + \varepsilon \cos(\varphi_0) \sin(\theta) + \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) \cos(\theta - \theta_0^n) \right) \quad (24)$$

در رابطه (۲۴)، n نشان‌دهنده شماره لب یاتاقان و δ میزان غیرمدوری یاتاقان است که بصورت نسبت لقی شعاعی کمینه، c_m ، به لقی شعاعی متداول، c ، تعریف می‌شود. φ_0 زاویه خط‌المركزین یاتاقان و محور y ، θ مختصات زاویه‌ای انداره‌گیری شده از هر نقطه از لب‌های یاتاقان نسبت به محور x و θ_0^n زاویه بین محور x و خط واصل بین مراکز یاتاقان و لب n ام است.

با اعمال روش عددی درونیایی مشتق تعمیم یافته روی معادله رینولدز اصلاحی، رابطه (۲۲)، با فرض ثابت بودن دما، فشار هم‌دما روی نقاط منتخب بر دامنه شبکه‌بندی را می‌توان از رابطه (۲۵) به دست آورد. اگر فرض تغییرات لزجت روانکار بصورت تابعی از فشار و دما در نظر گرفته شود،

$$v_x = \frac{y^2}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \left(y - \frac{N^2}{m} \sinh(my) \right) \frac{A_{11}}{\mu} + (1 - \cosh(my)) \frac{2N^2}{m} A_{31} + U \quad (12)$$

$$v_z = \frac{y^2}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} + \left(y - \frac{N^2}{m} \sinh(my) \right) \frac{A_{12}}{\mu} + (1 - \cosh(my)) \frac{2N^2}{m} A_{32} \quad (13)$$

$$\omega_x = \frac{y}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} - (\cosh(my) - 1) \frac{A_{12}}{2\mu} - A_{32} \sinh(my) \quad (14)$$

$$\omega_z = -\frac{y}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + (\cosh(my) - 1) \frac{A_{11}}{2\mu} + A_{31} \sinh(my) \quad (15)$$

که در آنها:

$$m = \frac{N}{\Lambda} \quad (16)$$

$$A_{11} = A_4 \left\{ -U \sinh(mh) - \frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[h \sinh(mh) + \frac{2N^2}{m} (1 - \cosh(mh)) \right] \right\} \quad (17)$$

$$A_{12} = A_4 \left\{ -\frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \left[h \sinh(mh) + \frac{2N^2}{m} (1 - \cosh(mh)) \right] \right\} \quad (18)$$

$$A_{31} = \frac{A_4}{\mu} \left\{ U \frac{\cosh(mh) - 1}{2} + \frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[\frac{h}{2} (\cosh(mh) - 1) + h - \frac{N^2}{m} \sinh(mh) \right] \right\} \quad (19)$$

$$A_{32} = \frac{A_4}{\mu} \left\{ \frac{h}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \left[\frac{h}{2} (\cosh(mh) - 1) + h - \frac{N^2}{m} \sinh(mh) \right] \right\} \quad (20)$$

در روابط فوق A_4 بصورت رابطه (۲۱) تعریف می‌شود:

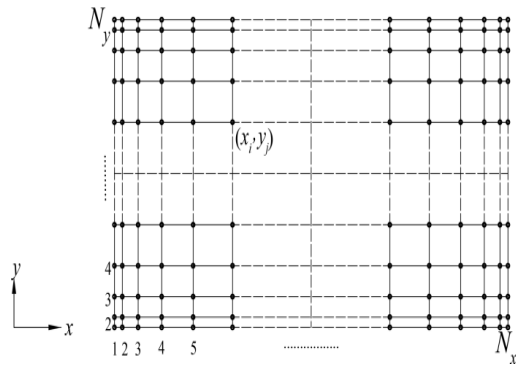
$$A_4 = \frac{\mu}{h \left(\sinh(mh) - \frac{2N^2}{mh} (\cosh(mh) - 1) \right)} \quad (21)$$

در این روابط، N کمیتی بی‌بعد است که ارتباط دهنده معادلات مومنوم خطی و زاویه‌ای سیال میکروپلار محسوب شده، مقدار آن در بازه (۰، ۱) متغیر است. Λ طول مشخصه با بعد سیال میکروپلار نامیده شده، معمولاً با لقی شعاعی بی‌بعد گردیده و اصطلاح طول مشخصه بی‌بعد $(l_m = \frac{c}{\Lambda})$ به آن اطلاق می‌شود. مقدار این پارامتر در بازه (۰، ∞) تغییر

تغییرات مقدار ویسکوزیته برحسب فشار و دمای نقاط مختلف فیلم سیال روانکار توسط رابطه (۲۸) محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$\mu = \mu_{ref} e^{\alpha P - \gamma(T - T_0)} \quad (28)$$

در رابطه (۲۸)، μ_{ref} لزجت روغن ورودی به یاتاقان، α ضریب ویسکوزیته-فشار و γ ضریب ویسکوزیته-دمای سیال روانکار، T_0 دمای روغن ورودی و T و P به ترتیب، توزیع دما و فشار یاتاقان در هر لحظه را نشان می‌دهند.



شکل ۱- موقعیت نقاط نمونه روی دامنه مسأله به منظور تعیین توزیع دما و فشار در نقاط مختلف فیلم روانکار

۳-۲- معادله انرژی

معادله انرژی حاکم بر جریان سیال روانکار تراکم‌ناپذیر درون فضای لقی یاتاقان ژورنال با فرض مدل میکروپلار در شرایط پایا عبارتست از [۱۴]:

$$\rho c_p \left(v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \phi \quad (29)$$

در رابطه (۲۹)، ρ چگالی سیال روانکار، c_p حرارت مخصوص روغن و k_f ضریب هدایت حرارتی ثابت برای سیال روانکار می‌باشند؛ همچنین T توزیع دما در فیلم روانکار را نشان می‌دهد. برای روانکار میکروپلار ϕ حرارت اتلافی نامیده شده و با رابطه (۳۰) بیان می‌شود [۱۴].

$$\phi = \frac{\mu}{1 - N^2} \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{4\mu N^2}{1 - N^2} \left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \omega_x - \frac{\partial v_x}{\partial y} \omega_z \right) - (\omega_x^2 + \omega_z^2) \right] + 4A^2 \mu \left[\left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (30)$$

می‌توان با اعمال روش عددی درونیایی مشتق تعمیم یافته روی معادله رینولدز اصلاحی، فشار حرارتی را از معادله (۲۶) به دست آورد:

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} + (\psi)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} + (\psi)_i \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6\mu U \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right)_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, N_x \quad (25)$$

$$\left(\frac{1}{\mu} \right)_{i,j} \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} - \left(\frac{\psi}{\mu^2} \right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} \mu_{k,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} + \left(\frac{\psi}{\mu} \right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} - \left(\frac{\psi}{\mu^2} \right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(1)} \mu_{i,l} \sum_{k=1}^{N_x} B_{j,l}^{(1)} P_{i,l} + \left(\frac{\psi}{\mu} \right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6U \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right)_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, N_x \quad j = 1, 2, 3, \dots, N_y \quad (26)$$

در روابط (۲۵) و (۲۶)، P به فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار اشاره دارد؛ همچنین $A_{i,k}^{(1)}$ و $B_{j,l}^{(1)}$ به ترتیب، معرف ماتریس‌های ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مرتبه اول توزیع فشار در راستای محورهای x و y بوده و $A_{i,k}^{(2)}$ و $B_{j,l}^{(2)}$ نیز، ماتریس‌های ضرایب وزنی مشتقات مرتبه دوم در راستاهای مذکور می‌باشند. متغیرهای i و j به مکان نقاط نمونه منتخب روی دامنه مسأله شبکه‌بندی شده شکل ۱ اشاره دارند. شرایط مرزی ذیل به منظور استخراج توزیع فشار حالت پایدار در هر یک از لب‌های یاتاقان بصورت مجزا در حل معادله رینولدز مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۱۵].

$$P = 0 \quad \text{in} \quad x = R\theta_1^n \quad (\text{الف} - 27)$$

$$P = 0 \quad \text{in} \quad z = 0, \quad z = l \quad (\text{ب} - 27)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = P = 0 \quad \text{in} \quad x = R\theta_2^n = R\theta_{cav}^n \quad (\text{ج} - 27)$$

در رابطه (۲۷)، n شمارنده لب‌های یاتاقان است؛ همچنین θ_1^n به نقطه شروع فیلم فشاری مثبت و θ_2^n به نقطه پایانی فیلم فشاری مثبت و آغاز ناحیه کاویتاسیون در هر یک از لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمدور اشاره دارد.

با انتگرال‌گیری از رابطه (۳۴) نسبت به متغیر y در بازه $[0, h]$ و حصول دمای میانگین و در ادامه بکارگیری دمای میانگین در رابطه (۳۳)، دمای سه‌بعدی در سیال روانکار به دست می‌آید.

۳-۳- معادله انتقال حرارت

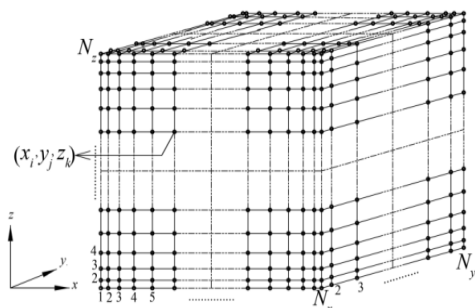
توزیع دما در جداره لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمدور در گام‌های پی‌درپی تحلیل از حل معادله لاپلاس (رابطه (۳۵)) با لحاظ چگونگی وضعیت انتقال حرارت در هر یک از مرزهای دامنه مسأله قابل دستیابی است [۱۸]:

$$\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} = 0 \quad (35)$$

که در آن T_b دمای توزیع شده در پوسته یاتاقان است. با توجه به ماهیت انتقال حرارت روتور با فیلم سیال روانکار و محیط پیرامونی و امکان بروز تغییرات دمایی جزئی آن، می‌توان دمای سطح روتور در تماس با روانکار در مراحل مختلف بررسی را ثابت فرض کرد [۱۷]. فرم بازنویسی شده معادله (۳۵) بر پایه اصول روش GDQ عبارتست از:

$$\sum_{ll=1}^{N_x} A_{i,ll}^{(2)} T_{b,ij,k} + \sum_{ll=1}^{N_y} B_{j,ll}^{(2)} T_{b,i,ll,k} + \sum_{ll=1}^{N_z} C_{k,ll}^{(2)} T_{b,i,j,ll} = 0 \quad (36)$$

در رابطه (۳۶)، $A_{i,ll}^{(2)}$ ، $B_{j,ll}^{(2)}$ و $C_{k,ll}^{(2)}$ ماتریس ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مرتبه دوم تابع توزیع دما در جداره یاتاقان در راستاهای x و y و z محوره‌های مختصات می‌باشند؛ همچنین مشخصه‌های i و j و k ، نشان‌دهنده مکان نقاط نمونه (x_i, y_j, z_k) مفروض روی دامنه مسأله مطابق شکل ۲ است.



شکل ۲- شبکه‌بندی سه‌بعدی برای بررسی پدیده انتقال حرارت در پوسته یاتاقان

۳-۲-۱- بازنویسی معادله انرژی با فرض پروفیل دمایی مرتبه ۲ روانکار

در پژوهش حاضر، تغییرات دما در راستای ضخامت لایه روانکار در معادله انرژی با پروفیل مرتبه ۲ تخمین زده شده است [۱۷]:

$$T = a_1 + a_2 y + a_3 y^2 \quad (31)$$

ثابت‌های رابطه (۳۱) با توجه به شرایط مرزی ذیل قابل محاسبه هستند:

$$T = T_l \quad \text{in} \quad y = 0 \quad (32 \text{ الف})$$

$$T = T_U \quad \text{in} \quad y = h \quad (32 \text{ ب})$$

$$T_m = \frac{1}{h} \int_0^h T dy \quad (32 \text{ ج})$$

با جایگذاری شرایط مرزی رابطه (۳۲) در معادله (۳۱)، فرم بازنویسی شده رابطه (۳۱) برای توزیع دما در نقاط مختلف فیلم سیال روانکار بصورت زیر خواهد بود:

$$T = T_l - (4T_l + 2T_U - 6T_m) \left(\frac{y}{h}\right) + (3T_l + 3T_U - 6T_m) \left(\frac{y}{h}\right)^2 \quad (33)$$

در رابطه (۳۳)، T_l دمای سطح محور، T_U دمای سطح یاتاقان و T_m دمای میانگین لایه روانکار را نشان می‌دهند. فرم نهایی معادله انرژی در مدل سیال میکروپلار پس از جایگذاری سرعت‌های خطی، سرعت‌های چرخشی ذرات معلق و دمای سهموی تخمین زده شده در معادله انرژی و بکارگیری قوانین روش درونبایی مشتق تعمیم یافته، بصورت رابطه (۳۴) خلاصه می‌شود:

$$\begin{aligned} & 6\rho c_p v_x \frac{y}{h} \left(1 - \frac{y}{h}\right) \sum_{ll=1}^{N_x} A_{i,ll}^{(1)} T_m(ll, j) \\ & + 6\rho c_p v_z \frac{y}{h} \left(1 - \frac{y}{h}\right) \sum_{ll=1}^{N_y} B_{j,ll}^{(1)} T_m(i, ll) \\ & = \phi + \frac{6k_f}{h^2} (T_L + T_U - 2T_m) \\ & - \rho c_p \left[\left(1 - 4\left(\frac{y}{h}\right) + 3\left(\frac{y}{h}\right)^2\right) \left(v_x \frac{\partial T_L}{\partial x} + v_z \frac{\partial T_L}{\partial z}\right) \right. \\ & \quad \left. - \rho c_p \left[\left(-2\left(\frac{y}{h}\right) + 3\left(\frac{y}{h}\right)^2\right) \left(v_x \frac{\partial T_U}{\partial x} + v_z \frac{\partial T_U}{\partial z}\right) \right] \right] \\ & - \rho c_p v_y \left(\frac{-4T_L - 2T_U + 6T_m}{h} + (6T_L + 6T_U - 12T_m) \left(\frac{y}{h^2}\right) \right) \end{aligned} \quad (34)$$

استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور سه‌لب بررسی گردیده است. با توجه به طول محدود یاتاقان در تحلیل معادلات حاکم بر مسأله، روش حل عددی درونیایی مشتق تعمیم یافته جهت استخراج مقادیر فشار و دما در گام‌های متوالی حل تا حصول شرایط تعادل نهایی بکار گرفته شده است؛ همچنین از شرط مرزی رینولدز مطابق رابطه (۲۷-ج) به منظور تعیین نقطه پیدایش پدیده کاویتاسیون در هر یک از لب‌های یاتاقان با روش تکرار استفاده گردیده است. حل معادلات (۲۵) و (۲۶) با توجه به شرایط مرزی رابطه (۲۷)، امکان دستیابی به توزیع فشارهای حرارتی و هم‌دمای ایجاد شده در فیلم سیال روانکار تراکم‌ناپذیر را فراهم می‌آورد. مقادیر دمای سطح داخلی پوسته یاتاقان و محور در آغاز تحلیل ثابت و برابر با دمای روغن ورودی فرض شده، در گام‌های بعدی با توجه به تغییرات دمایی روانکار و چگونگی جریان‌های انتقال حرارت صورت گرفته در یاتاقان اصلاح می‌شوند. با لحاظ مقادیر جدید فشار و لزجت نقاط مختلف فیلم سیال روانکار در معادله انرژی، دمای میانگین سیال روانکار در هر مرحله قابل محاسبه است. جایگذاری مقادیر دمای میانگین در معادله توزیع دمایی مرتبه ۲ مفروض در راستای ضخامت فیلم سیال روانکار، امکان محاسبه مقادیر دمای جدید در فصل مشترک روانکار با سطوح محور و جداره یاتاقان را مهیا می‌کند. مقادیر دمایی تعیین شده در محل

شرایط مرزی حل معادله انتقال حرارت برای جداره شبکه‌بندی شده یاتاقان‌های ژورنال لب‌دار همانگونه که در شکل ۳ نشان داده شده به فرم معادله (۳۷) قابل بیان است:

$$T_b = T_0 \quad \text{in} \quad x = R\beta_1^n \quad (37\text{-الف})$$

$$0 < z < l \quad 0 < y < t$$

$$T_b = T_0 \quad \text{in} \quad x = R\beta_2^n \quad (37\text{-ب})$$

$$0 < z < l \quad 0 < y < t$$

$$k_{oil} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{upper bounding surface}} = k_b \left(\frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (37\text{-ج})$$

$$-k_b \left(\frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=t} = h_c(T_b(x, t, z) - T_{air}) \quad (37\text{-د})$$

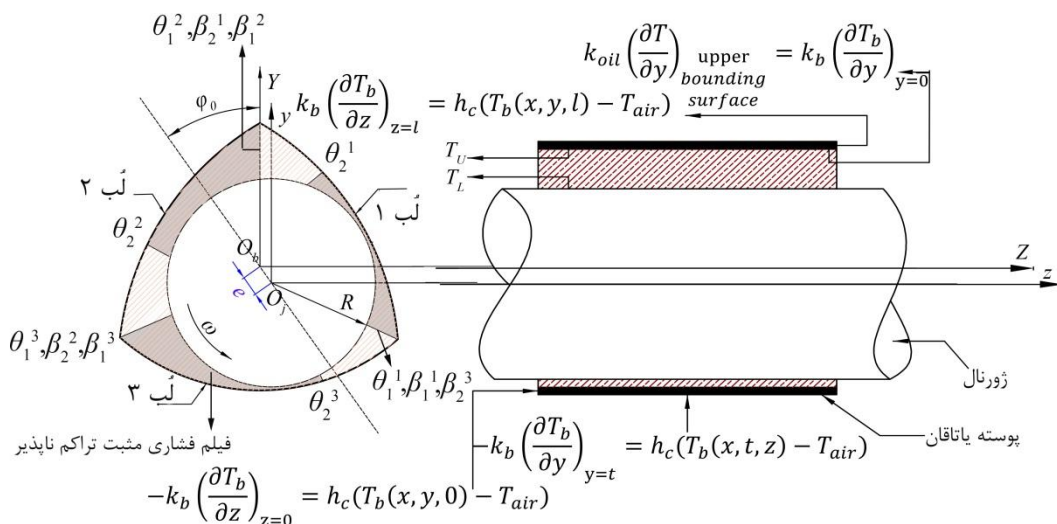
$$-k_b \left(\frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=0} = h_c(T_b(x, y, 0) - T_{air}) \quad (37\text{-ه})$$

$$k_b \left(\frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=l} = h_c(T_b(x, y, l) - T_{air}) \quad (37\text{-و})$$

در روابط (۳۷-الف) و (۳۷-ب) به ترتیب، به نقاط شروع و انتهای هر لب یاتاقان اشاره دارند.

۴- بررسی عددی

در کار حاضر، تأثیر تغییر سرعت دوران محور در فضای لقی یاتاقان، ضخامت پوسته و طول یاتاقان و نیز مشخصه‌های مدل سیال میکروپلار بر افزایش دمای آن و همچنین تأثیر تغییرات دمای روانکار میکروپلار بر مشخصه‌های عملکرد



شکل ۳- هندسه یاتاقان ژورنال غیرمدور سه‌لب و شرایط مرزی مفروض برای جریان‌های انتقال حرارت مابین پوسته یاتاقان، فیلم سیال روانکار تراکم‌ناپذیر و محیط پیرامون

حاضر، موقعیت تعادل استاتیکی روتور در فضای یاتاقان به نحوی تعیین گردیده که جهت‌گیری بار برآیند قابل حمل توسط یاتاقان در راستای قائم باشد. برای دستیابی به این هدف، موقعیت تعادلی مرکز محور در شرایط مختلف با استفاده از روش تکرار [۱۹] طوری تعیین می‌گردد که در نهایت شرط زیر محقق شود.

$$W_x(\varepsilon, \varphi_0) = 0 \quad (۴۱)$$

با در نظر گرفتن شرط تعادلی برای مرکز روتور در شرایط مختلف، زاویه وضعی (φ_0) خاصی در یاتاقان حاصل می‌گردد.

۵- بحث و بررسی

پارامترهای مورد استفاده در بررسی عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب با روتور صلب و عایق و روانکار تراکم‌ناپذیر مفروض، در پژوهش حاضر در جدول ۱ گزارش شده‌اند.

جدول ۱- پارامترهای طراحی و روانکاری برای یاتاقان‌های

ژورنال غیرمدور سه‌لب مورد استفاده در بررسی حاضر

مقدار	پارامتر
۰/۰۶۵	μ ویسکوزیته سیال روانکار ($kgm^{-1}s^{-1}$)
۰/۱۳	k_{oil} ضریب هدایت حرارتی سیال ($Kgms^{-3}C^{-1}$)
۰/۰۳۴	γ ضریب ویسکوزیته-دما سیال ($^{\circ}C^{-1}$)
۸۵۰	ρ چگالی سیال (Kgm^{-3})
۳۳	T_0 دمای روغن ورودی ($^{\circ}C$)
۳۰	T_{air} دمای محیط ($^{\circ}C$)
۵۶/۸	h_c ضریب جابجایی حرارتی یاتاقان ($kg s^{-3}C^{-1}$)
۵۱/۹	k_b ضریب هدایت حرارتی یاتاقان ($Kgms^{-3}C^{-1}$)
۲۰۰۰	c_p حرارت مخصوص سیال روانکار ($m^2 s^{-2}C^{-1}$)
۰/۰۵	R شعاع روتور (m)
۱۴۵	c_m لقی شعاعی (μm)
۰/۱	L طول یاتاقان (m)
۰/۰۲	t ضخامت یاتاقان (m)
۴۰۰۰	ω سرعت دوران روتور (rpm)
۰/۶	δ پریلود
۰/۵	ε نسبت خروج از مرکزی یاتاقان
$۲/۳ \times 10^{-8}$	α ضریب ویسکوزیته-فشار سیال (ms^2kg^{-1})

به منظور بررسی صحت عملکرد برنامه رایانه‌ای تدوین شده جهت تحلیل عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب، در ابتدا نتایج خروجی برنامه برای

تماس روانکار و سطوح یاتاقان، به عنوان شرط مرزی برای حل معادله انتقال حرارت استفاده شده، توزیع دمای جدید سطوح مورد نظر بر این اساس به منظور بکارگیری در مراحل آتی حل اصلاح خواهند شد. با توجه به استفاده از روش تکرار به منظور همگرایی مقادیر گره‌ای دما و فشار سیال روانکار در مراحل مختلف حل، از معادلات رابطه (۳۸) به عنوان شرط خاتمه فرآیندهای تکرار استفاده گردیده است.

$$\frac{\sum((P_{i,j})_{n-1} - (P_{i,j})_n)^2}{\sum(P_{i,j})_n^2} \leq 10^{-6} \quad (۳۸-الف)$$

$$\frac{\sum((T_{i,j})_{n-1} - (T_{i,j})_n)^2}{\sum(T_{i,j})_n^2} \leq 10^{-6} \quad (۳۸-ب)$$

$i = 1, 2, \dots, N_x, \quad j = 1, 2, \dots, N_y$

به منظور محاسبه توزیع دمای نهایی سه‌بعدی ($T_{i,j,k}$) ایجاد شده در پوسته یاتاقان در هر مرحله با توجه به جریان‌های انتقال حرارت نیز، روش تکرار با شرط خاتمه مشابه رابطه (۳۸-ب) بکار گرفته شده است.

۴-۱- قابلیت حمل بار در یاتاقان

با تعیین توزیع فشار نهایی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار محبوس در فضای لقی یاتاقان، مؤلفه‌های بار قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محوره‌های مختصات از روابط ذیل قابل محاسبه می‌باشند [۱۵].

$$W_x = \sum_{a=1}^n \int_0^{R\varphi} \int_0^L P \cos\theta dz dx = \sum_{a=1}^n \left(\sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_z} c_i^x c_j^z \cos(\theta_1^i + \varphi x_i) P_{i,j} \right) \quad (۳۹)$$

$$W_y = \sum_{a=1}^n \int_0^{R\varphi} \int_0^L P \sin\theta dz dx = \sum_{a=1}^n \left(\sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_z} c_i^x c_j^z \sin(\theta_1^i + \varphi x_i) P_{i,j} \right) \quad (۴۰)$$

که در آن n تعداد لب یاتاقان را نشان می‌دهد.

بر خلاف یاتاقان‌های ژورنال مدور، عرض فضای لقی در انواع غیرمدور در نقاط پیرامونی یاتاقان حتی در صورت هم مرکزی روتور و یاتاقان نیز متفاوت است. این عامل، امکان بروز تغییر در وضعیت عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با تغییر در راستای خط‌المركزین یاتاقان حتی برای نسبت‌های خروج از مرکزی معین را به دنبال خواهد داشت. در بررسی

افزایش دمای اجزای یاتاقان، پدیده نامطلوبی است که می‌تواند خواص مکانیکی اجزا را تحت تأثیر قرار داده، زمینه کاهش طول عمر آنها را فراهم آورد.

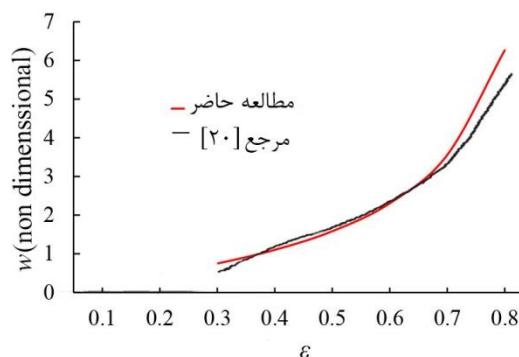
با توجه به تحلیل چگونگی انتقال حرارت در جداره یاتاقان‌های سه‌لب مورد ارزیابی در پژوهش حاضر در مراحل مختلف تحلیل، نتایج حاصل برای توزیع دمای ایجاد شده در سطح تماس پوسته یاتاقان و سیال روانکار در مقادیر مختلف سرعت دورانی روتور و تغییر در نوع روانکار به ترتیب، در شکل‌های ۵ و ۶ ارائه گردیده‌اند. توزیع دمای سه‌بعدی پس از برقراری شرایط پایدار در جداره هر یک از لب‌های یاتاقان مورد بررسی از حل معادله انتقال حرارت در حضور شرایط مرزی مناسب قابل تعیین است. عوامل متعددی نظیر، میزان حرارت تولید شده در فیلم سیال روانکار متناسب با سرعت دورانی و نسبت خروج از مرکزی روتور، جنس، ابعاد و همچنین شرایط محیط پیرامون بر مقادیر نهایی دما در نقاط مختلف دیواره یاتاقان تأثیرگذار می‌باشند. نتایج شکل ۵، چگونگی تغییرات دمایی سطح داخلی پوسته به ازای سرعت‌های دورانی متفاوت روتور در فضای یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی سه‌لب را نشان می‌دهد. مطابق شکل با افزایش سرعت دورانی روتور در فضای یاتاقان، دمای سطح داخلی جداره یاتاقان در نقاط مختلف با افزایش روبرو خواهد بود. این پدیده، به علت افزایش میزان حرارت تولیدی در فیلم سیال روانکار در پی تشدید اثرات اصطکاکی متناسب با افزایش سرعت دورانی روتور و افزایش آهنگ انتقال حرارت از سیال روانکار به دیواره یاتاقان بروز خواهد یافت. همچنین در شکل ۶، تأثیر نوع روانکار بر دمای سطح داخلی صفحه میانی راستای طولی پوسته یاتاقان غیرمدور سه‌لب نشان داده شده است. با توجه به نمودارهای موجود در شکل ۶، با افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار در قالب افزایش عدد کوپلینگ و کاهش طول مشخصه بی‌بعد، میزان افزایش دما در سطح داخلی پوسته یاتاقان تشدید می‌شود. نمودارهای موجود در شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب بیانگر، تأثیر ضخامت پوسته یاتاقان و طول آن بر توزیع دمای ایجاد شده در فصل مشترک سیال روانکار میکروپلار با ویژگی‌های مشخص در سطح داخلی یاتاقان می‌باشند. همانگونه که از شکل ۷ پیداست، با افزایش ضخامت پوسته یاتاقان دما در سطح داخلی، صفحه میانی راستای طولی یاتاقان تشدید می‌شود.

قابلیت حمل بار حرارتی یاتاقان‌های ژورنال مدور با نتایج مشابه موجود در مرجع [۲۰] و برای زاویه وضعی تعادلی روتور در فضای لقی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب در حالت هم‌دما با نتایج موجود در مرجع [۲۱] مقایسه شده است.

شکل ۴ و جدول ۲، صحت عملکرد برنامه جهت تحلیل عملکرد هم‌دما و حرارتی یاتاقان‌های ژورنال را نشان می‌دهند. نتایج شکل ۴، از افزایش قابلیت حمل بار یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با افزایش نسبت خروج از مرکزی حکایت دارند؛ همچنین کاهش زاویه وضعی در یاتاقان‌های سه‌لب با افزایش نسبت خروج از مرکزی از نتایج جدول ۲، قابل استنباط است.

در ادامه، تأثیر تغییرات دما در شرایط مختلف بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال سه‌لب تحت روانکاری با سیال میکروپلار با استفاده از برنامه رایانه‌ای تعمیم یافته به حوزه عملکرد این گروه از یاتاقان‌ها، مورد بررسی قرار گرفته است.

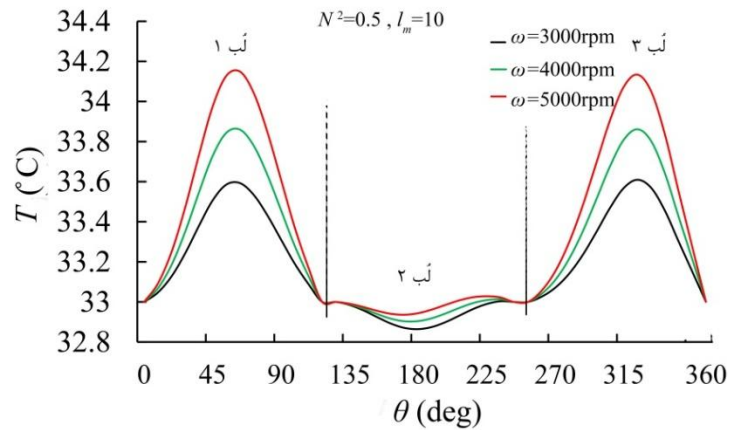
افزایش دمای سیال روانکار در شرایط کارکرد، رشد نرخ حرارت انتقالی به اجزای یاتاقان را در پی خواهد داشت.



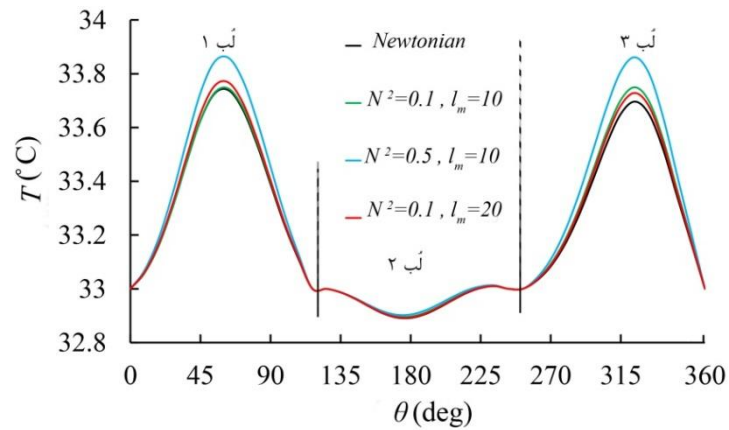
شکل ۴- تغییرات بار قابل حمل یاتاقان بر حسب نسبت خروج از مرکزی روتور در فضای یاتاقان ژورنال مدور

جدول ۲- مقایسه تغییرات زاویه وضعی بر حسب نسبت خروج از مرکزی در کار حاضر با مرجع [۲۱]

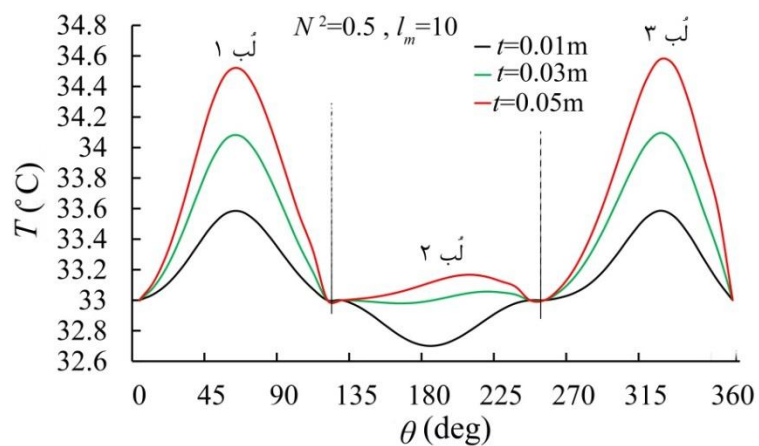
ε	۰/۳۸۴	۰/۵۵۶	۰/۶۹۴	۰/۷۵۴	۰/۸۸۲
$\varphi_0[21]$	۵۴/۴۱	۵۲/۸۲	۵۰/۹۴	۴۹/۷۲	۴۵/۱۸
φ_0 [مطالعه حاضر]	۵۴/۱	۵۲/۹۱	۵۰/۹۵	۴۹/۷۴	۴۵/۴۸



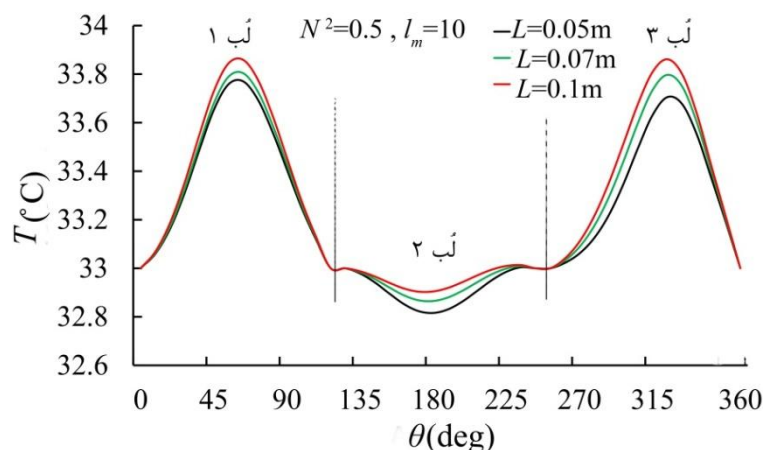
شکل ۵- تأثیر سرعت روتور بر توزیع دمای پایدار در صفحه میانی راستای طولی سطح داخلی، یاتاقان سه‌نُب، روانکار میکروپلار با مشخصه‌های $N^2=0.5, l_m=10$



شکل ۶- تأثیر مشخصه‌های سیال میکروپلار بر توزیع دمای پایدار در صفحه میانی راستای طولی سطح داخلی یاتاقان سه‌نُب



شکل ۷- تأثیر ضخامت پوسته یاتاقان ژورنال سه‌نُب بر توزیع دمای پایدار در صفحه میانی راستای طولی سطح داخلی پوسته، روانکار میکروپلار با مشخصه‌های $N^2=0.5, l_m=10$



شکل ۸- تأثیر طول یاتاقان ژورنال سه‌لب بر توزیع دمای پایدار در صفحه میانی راستای طولی سطح داخلی پوسته، روانکار میکروپیلار با مشخصه‌های $N^2=0.5, I_m=10$

سه‌لب تحت روانکاری با سیال میکروپیلار در سرعت‌های متفاوت با هم مقایسه گردیده‌اند. مطابق شکل، افزایش سرعت دورانی روتور زمینه تشدید دامنه اختلاف بین توزیع فشارهای هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار را ایجاد نموده و میزان افت فشار توزیعی در فیلم سیال روانکار در سرعت‌های بالاتر بیشتر خواهد بود. این پدیده، ناشی از افزایش تنش‌های برشی ایجاد شده مابین لایه‌های مختلف فیلم سیال روانکار در پی رشد مقادیر مؤلفه‌های سرعت و توزیع فشار و تشدید میزان افزایش دما و کاهش لزجت نقاط مختلف فیلم سیال روانکار است. در ادامه در شکل ۱۱، تأثیر مشخصه‌های سیال میکروپیلار بر توزیع فشار محیطی صفحه میانی راستای طولی یاتاقان‌های غیرمدور سه‌لب نشان داده شده است. نمودارهای شکل ۱۱، گویای افزایش فشار توزیع شده در فیلم سیال روانکار با تغییر نوع مدل سیال روانکار از نیوتونی به میکروپیلار است. علاوه بر این، نمودارها از افزایش فشار در فیلم سیال روانکار با افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار در قالب افزایش عدد کولپینگ در طول مشخصه بی‌بعد ثابت و کاهش طول مشخصه بی‌بعد در عدد کولپینگ ثابت در سیال روانکار حکایت دارند. همانگونه که با توجه به نمودارهای موجود در شکل ۶ مشخص گردید، با تشدید خواص میکروپلاریته سیال روانکار دمای روانکار افزایش یافته و با افزایش دمای سیال، لزجت روانکار روندی نزولی به خود خواهد گرفت. از سوی دیگر، کاهش لزجت سیال روانکار با افزایش دما زمینه تضعیف توزیع فشار ایجاد

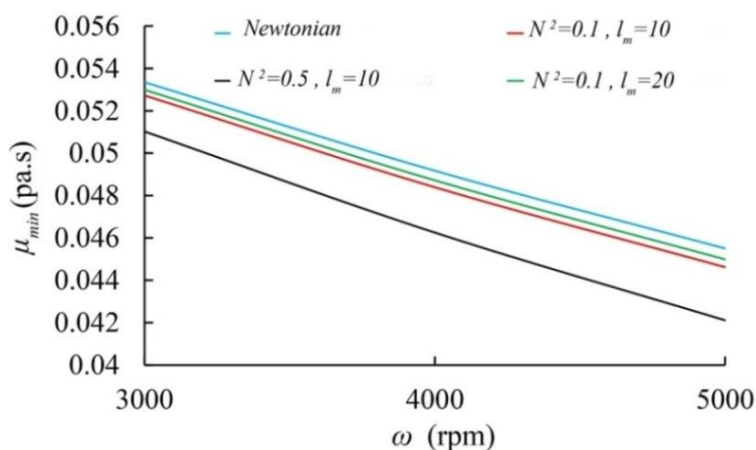
این پدیده، به علت کاهش میزان حرارت منتقل شده از سیال روانکار به محیط اطراف با ضخیم‌تر شدن پوسته یاتاقان ایجاد می‌گردد. همچنین نتایج شکل ۸، از افزایش دمای سطح داخل یاتاقان با افزایش طول آن حکایت دارد. با افزایش طول یاتاقان، سطح سیال روانکار در ارتباط با روتور و پوسته نسبت به سطح آن با محیط پیرامون افزایش می‌یابد؛ بنابراین تغییر نسبت سطوح روانکار با روتور، پوسته و محیط پیرامون می‌تواند دلیلی بر کاهش انتقال حرارت و تشدید دمای سطح داخلی یاتاقان با افزایش طول آن باشد. در ادامه، ماکزیمم تغییرات لزجت سیال روانکار، μ_{\min} ، در شرایط کارکرد در سرعت‌های دورانی مختلف محور در شکل ۹ ارائه شده است. مطابق شکل ۹، تغییرات لزجت سیال روانکار با افزایش سرعت دورانی روتور به علت افزایش دمای سیال روانکار روندی کاهشی به خود می‌گیرد. با توجه به اینکه افزایش دمای نقاط مختلف فیلم سیال روانکار کاهش لزجت را به دنبال دارد، زمینه تضعیف توزیع فشار ایجاد شده در فیلم روانکار فراهم می‌گردد. همچنین نمودارهای شکل ۹، گویای افزایش دامنه تغییرات مینیمم لزجت فیلم سیال روانکار با تشدید خاصیت میکروپلاریته روغن در اثر افزایش عدد کولپینگ و کاهش طول مشخصه بی‌بعد به علت افزایش دمای سیال روانکار است. با توجه به تأثیر سرعت دورانی روتور بر افزایش دمای ایجاد شده در فیلم سیال روانکار در شرایط کارکرد، در شکل ۱۰ منحنی فشار محیطی هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در صفحه میانی راستای طولی یاتاقان‌های

از این منظر مطابق نتایج شکل ۱۲ در مقادیر بالای سرعت دورانی محور و با افزایش دامنه اختلاف مابین سیال نیوتونی و میکروپلار، به علت تشدید اثرات دمایی بر لزجت سیال روانکار، دامنه اختلاف مابین بار قابل حمل بدست آمده از تحلیل با شرایط مفروض هم‌دما و حرارتی، بیش از سایر سرعت‌ها است.

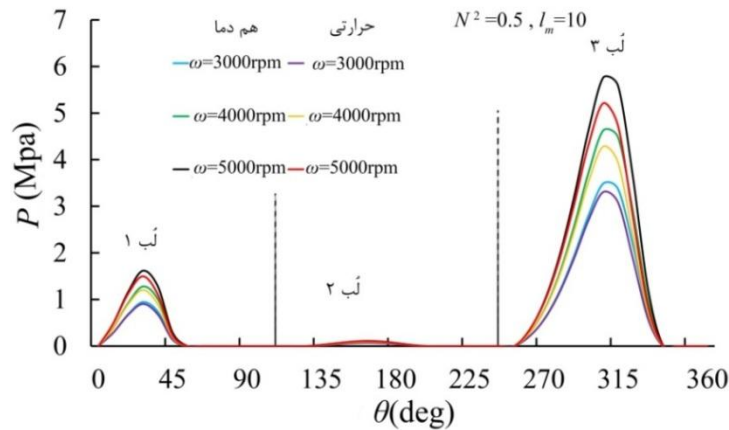
برخلاف یاتاقان‌های ژورنال مدور، عرض فضای لقی در انواع غیرمدور در نقاط پیرامونی یاتاقان حتی در صورت هم مرکزی روتور و یاتاقان نیز متفاوت است. این عامل، امکان بروز تغییر در وضعیت عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با تغییر در راستای خط‌المركزین یاتاقان حتی برای نسبت‌های خروج از مرکزی معین را به دنبال خواهد داشت. همانگونه که بیان شد، در بررسی حاضر، موقعیت تعادل استاتیکی روتور در فضای یاتاقان به ازای تمامی مقادیر سرعت دورانی محور به نحوی تعیین گردیده که جهت‌گیری بار برآیند قابل حمل توسط یاتاقان همانند آنچه اغلب در شرایط واقعی روی می‌دهد، در راستای قائم باشد. نتایج شکل ۱۳، نشان‌دهنده تغییرات سرعت دورانی روتور بر زاویه راستای تعادلی آن در فضای لقی یاتاقان در صورت اعمال تغییرات دمایی مجموعه بر میزان لزجت روانکار است. مطابق نتایج شکل ۱۳، در صورت اعمال تأثیرات حرارت بر عملکرد سیال روانکار و

شده در فیلم سیال را فراهم می‌کند؛ بنابراین با توجه به نمودارهای موجود در شکل ۱۱ با افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار به علت افزایش دما و کاهش لزجت سیال، دامنه اختلاف مابین توزیع فشار در حالت حرارتی و توزیع آن با فرض هم‌دمایی سیال روانکار افزایش می‌یابد.

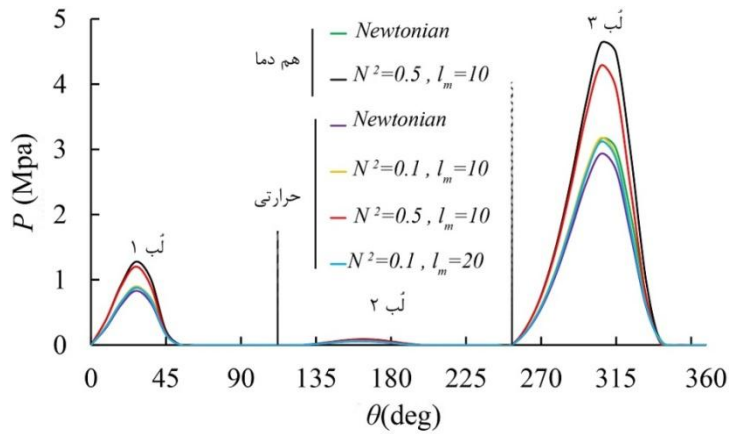
در شکل ۱۲، چگونگی تغییرات بار قابل حمل یاتاقان‌های غیرمدور سه‌لب با سیال میکروپلار در صورت لحاظ اثرات دمایی و در غیاب آن (W_{iso}, W_{th}) مورد بررسی قرار گرفته است. افزایش قابلیت حمل بار یاتاقان با افزایش سرعت روتور بویژه در مقادیر بزرگتر آن از نمودارها قابل رؤیت است. همچنین نتایج، از تشدید دامنه اختلاف مابین مقادیر W_{th} و W_{iso} با افزایش سرعت روتور و تشدید خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار حکایت دارد. همانگونه که پیشتر اشاره گردید، با افزایش سرعت روتور در فضای لقی یاتاقان و افزایش خاصیت میکروپلاریته سیال روانکار، دما و فشار تعادلی پایدار نقاط مختلف فیلم سیال روانکار، مقادیر بزرگتری را به خود خواهند گرفت. این تغییرات از سوی دیگر کاهش شدیدتر لزجت سیال روانکار در نواحی مختلف را به دنبال دارد که خود می‌تواند به افت قابلیت حمل بار یاتاقان‌های لب‌دار منجر شود.



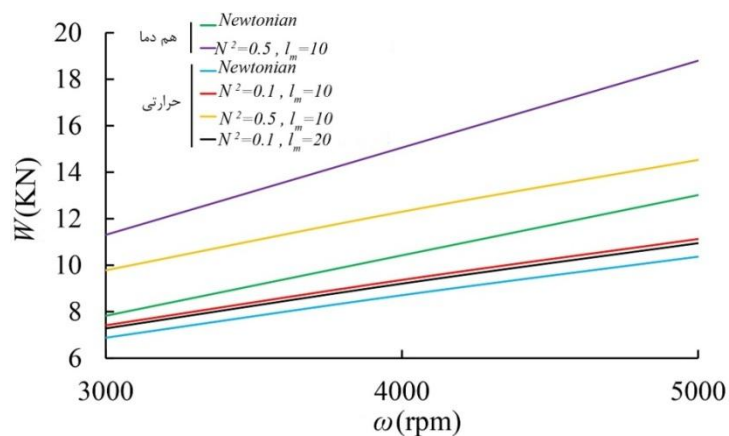
شکل ۹- تغییرات مینیمم لزجت فیلم سیال روانکار بر حسب سرعت دوران روتور، یاتاقان غیرمدور سه‌لب، روانکارهای نیوتونی و میکروپلار



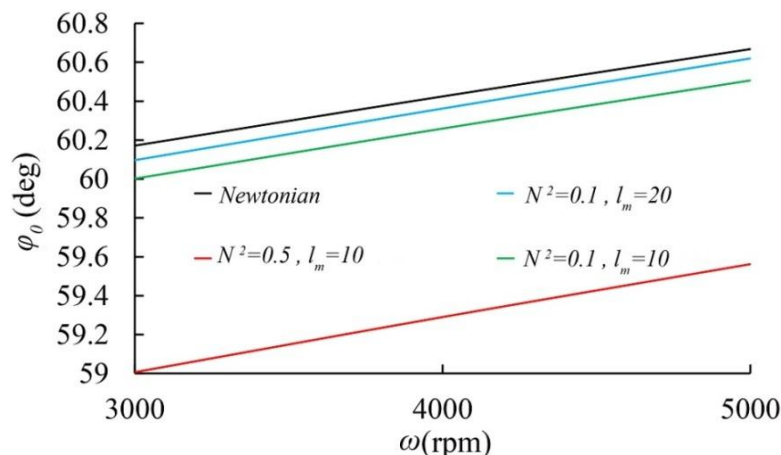
شکل ۱۰- تأثیر تغییرات سرعت دورانی روتور بر توزیع فشار محیطی هم‌دما و حرارتی در صفحه میانی راستای طولی، یاتاقان ژورنال غیرمدور سه‌نَب، روانکار میکروپیلار با مشخصه‌های $N^2=0.5, l_m=10$



شکل ۱۱- تأثیر مشخصه‌های سیال میکروپیلار بر توزیع فشار محیطی هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در صفحه میانی راستای طولی یاتاقان‌های سه‌نَب



شکل ۱۲- تغییرات بار قابل حمل یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌نَب بر حسب سرعت دورانی محور برای روانکارهای نیوتونی و میکروپیلار



شکل ۱۳- تغییرات زاویه وضعی در یاتاقان‌های ژورنال سه‌لب بر حسب سرعت دوران محور برای روانکارهای نیوتونی و میکروپلار

همچنین با توجه به فرض طول محدود برای یاتاقان‌های مورد ارزیابی و عدم امکان دستیابی به حل تحلیلی مسأله، از روش عددی درونیابی مشتق تعمیم یافته جهت ارزیابی معادلات حاکم استفاده گردید.

با جایگذاری توزیع فشار حاصل از حل معادله رینولدز به همراه شرایط دما و لزجت روانکار در هر مرحله از ارزیابی در معادله انرژی، امکان دستیابی به توزیع دمای جدید فیلم سیال روانکار فراهم می‌شود؛ همچنین ارزیابی معادله انتقال حرارت در جداره یاتاقان با لحاظ شرایط مرزی ویژه دمایی، مقادیر جدید توزیع دما در پوسته به منظور استفاده در گام‌های بعدی حل را به دست می‌دهد. پس از اتمام مراحل متوالی تحلیل ترموهیدرودینامیکی یاتاقان، شرایط دمایی پایدار در روانکار، روتور و پوسته یاتاقان مشخص گردیده و پارامترهای عملکرد یاتاقان محاسبه می‌شوند. از بررسی نتایج پژوهش حاضر موارد ذیل قابل استنباط می‌باشند:

۱- افزایش سرعت دورانی روتور در فضای یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب تحت روانکاری با سیال میکروپلار با عدد کوپلینگ ۰/۵ و طول مشخصه بی بعد ۱۰، افزایش دمای روانکار و جداره یاتاقان و تقویت توزیع فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار و قابلیت حمل بار یاتاقان را به دنبال دارد؛ همچنین میزان تضعیف توزیع فشار فیلم سیال روانکار و افت بار قابل حمل یاتاقان نسبت به نتایج تحلیل‌های هم‌دمای مشابه، با افزایش سرعت دورانی روتور روند رو به رشدی خواهد داشت.

یاتاقان، با افزایش سرعت دوران روتور متناسب با افزایش دمای مجموعه و کاهش لزجت سیال روانکار ناشی از آن، تغییرات چشمگیری در موقعیت تعادلی مرکز روتور در فضای یاتاقان‌های سه‌لب قابل مشاهده است. روند تغییرات منحنی مربوط به تحلیل حرارتی از افزایش میزان زاویه وضعی یاتاقان‌های غیرمدور لب‌دار با افزایش سرعت دورانی روتور حکایت دارد. علاوه بر این نمودارهای موجود در شکل ۱۳ گویای کاهش زاویه وضعی در یاتاقان‌های غیرمدور سه‌لب در اثر افزایش دامنه اختلاف مابین سیال نیوتونی و میکروپلار با تغییر در عدد کوپلینگ و طول مشخصه بی‌بعد سیال روانکار است.

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، تأثیر سرعت دورانی محور، ضخامت پوسته و طول یاتاقان و همچنین شدت خواص میکروپلاریته سیال روانکار بر تغییرات دما، لزجت و توزیع فشار هیدرودینامیکی، جریان‌های انتقال حرارت و چگونگی توزیع دما در جداره هر یک از لب‌ها و در نهایت قابلیت حمل بار و زاویه تعادلی مرکز محور در فضای لقی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب مورد بررسی قرار گرفت. به منظور دستیابی به این هدف، حل همزمان معادلات رینولدز و انرژی حاکم بر جریان سیال روانکار تراکم‌ناپذیر و معادله انتقال حرارت در جداره یاتاقان در گام‌های مختلف انجام شد.

بارهای هم‌دما و حرارتی توزیع شده در فیلم سیال روانکار (N)	W_{iso}, W_{th}	۲- در یاتاقان‌های ژورنال، افزایش ضخامت پوسته یاتاقان سبب کاهش میزان حرارت منتقل شده از سیال روانکار به محیط پیرامون می‌شود؛ در نتیجه با ضخیم شدن پوسته یاتاقان غیرمدور سه‌لب دمای فصل مشترک پوسته با سیال روانکار تشدید می‌شود؛ همچنین، با افزایش طول یاتاقان سطح روانکار در ارتباط با روتور و پوسته، نسبت به سطح آن در ارتباط با محیط اطراف افزایش یافته، لذا افزایش این کمیت می‌تواند سبب تشدید دمای سطح داخلی یاتاقان گردد.
ضخامت فیلم سیال روانکار (m) عدد کوپلینگ طول مشخصه بی‌بعد سیال روانکار	h N $l_m = c/L$	۳- با افزایش خاصیت میکروویلاریته سیال روانکار توزیع فشار در لب‌های یاتاقان تقویت شده و در پی آن توانایی حمل بار یاتاقان ارتقاء می‌یابد. با افزایش فشار، میزان حرارت تولید شده در سیال روانکار تشدید شده و لزجت آن کاهش می‌یابد؛ در نتیجه افزایش خاصیت میکروویلاریته سیال روانکار، یکی از عوامل تشدید دامنه اختلاف مابین فشار و بار حرارتی و هم‌دما در یاتاقان است.
مؤلفه‌های سرعت خطی سیال روانکار (m/s)	$\vec{v} = (v_x, v_y, v_z)$	۴- با لحاظ اثرات حرارتی ناشی از افزایش سرعت روتور در تحلیل عملکرد حالت پایدار یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب، دامنه تغییرات دمای روانکار و زاویه وضعی گسترش خواهد یافت؛ همچنین افزایش خاصیت میکروویلاریته سیال روانکار با افزایش عدد کوپلینگ و کاهش طول مشخصه بی‌بعد زمینه کاهش زاویه وضعی تعادلی روتور در فضای لقی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب را فراهم می‌کند.
سرعت خطی سطح محور (m/s)	U	۵- با توجه به تفاوت چشمگیر مقادیر پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه‌لب، در صورت لحاظ اثرات حرارتی در قیاس با تحلیل‌های هم‌دما رایج، تحلیل هم‌زمان معادلات رینولدز و انرژی ارجحیت داشته و می‌تواند مسیر دستیابی به نتایج نزدیکتر به شرایط واقعی را تسهیل نماید.
دمای نهایی توزیع شده در سیال روانکار ($^{\circ}C$)	T	
دمای نهایی توزیع شده در پوسته یاتاقان ($^{\circ}C$)	T_b	
دمای روغن ورودی ($^{\circ}C$)	T_0	
دمای سطح محور ($^{\circ}C$)	T_l	
دمای سطح داخلی پوسته یاتاقان ($^{\circ}C$)	T_U	
دمای میانگین سیال روانکار ($^{\circ}C$)	T_m	
دمای محیط ($^{\circ}C$)	T_{air}	
طول یاتاقان (m)	L	
ضخامت پوسته یاتاقان (m)	t	
ضریب جابجایی حرارتی یاتاقان ($w/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$)	h_c	
ضریب هدایت حرارتی سیال روانکار ($w/(m \cdot ^{\circ}C)$)	k_f, k_{oil}	
ضریب هدایت حرارتی پوسته یاتاقان ($w/(m \cdot ^{\circ}C)$)	k_b	
مکان نقاط نمونه مفروض روی دامنه مسئله مرکز محور	(x_i, y_j, z_k) (X_j, Y_j)	
تعداد نقاط نمونه روی دامنه مسئله در راستای محورهای x, y, z	N_x, N_y, N_z	
شعاع محور (m)	R	لقی شعاعی متداول (m) c
خروج از مرکزی محور (m)	$e = c\varepsilon$	کمترین میزان لقی شعاعی در شرایط هم‌مرکزی یاتاقان و روتور (m) c_m
مرکز یاتاقان	O_b	فشار هم‌دما و حرارتی توزیع شده در فیلم سیال روانکار (pa) P
مرکز روتور	O_j	

۷- فهرست علائم و نشانه‌ها

- [4] Prakash J, Sinha P (1975) Lubrication theory for micropolar fluids and its application to a journal bearing. *Int J Eng Sci* 13(3): 217-232.
- [5] Khonsari M, Brew D (1989) On the performance of finite journal bearings lubricated with micropolar fluids. *Tribol T* 32(2): 155-160.
- [6] Das S, Guha S, Chattopadhyay A (2002) On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearings lubricated with micropolar fluids. *Tribol Int* 35(4): 201-210.
- [7] Nair KP, Nair VS, Jayadas N (2007) Static and dynamic analysis of elastohydrodynamic elliptical journal bearing with micropolar lubricant. *Tribol Int* 40(2): 297-305.
- [8] Rahmatabadi AD, Nekoeimehr M, Rashidi R (2010) Micropolar lubricant effects on the performance of noncircular lobed bearings. *Tribol Int* 43(1): 404-413.
- [9] Mehrjardi MZ, Rahmatabadi AD, Meybodi RR (2016) A study on the stability performance of noncircular lobed journal bearings with micropolar lubricant. *P I Mech Eng J-J Eng* 230(1): 14-30.
- [10] Crosby W (1980) Thermal considerations in the solution of finite journal bearings. *WEAR* 64(1):15-32.
- [11] Singh D, Majumdar B (2005) Computer-aided design of hydrodynamic journal bearings considering thermal effects. *P I Mech Eng J-J Eng* 219(2): 133-139.
- [12] Bhagat C, Roy L (2014) Steady state thermo-hydrodynamic analysis of two-axial groove and multilobe hydrodynamic bearings. *Tribol Int* 36(4):475-487.
- [13] Rahmatabadi AD, Shooroki AR, Mehrjardi MZ (2016) Investigation of the geometry effects on the thermo-hydrodynamic performance of noncircular journal bearings using GDQ method. *Modares Mech Eng* 16(5): 111-122.
- [14] Wang XL, Zhu KQ (2006) Numerical analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects. *Tribol Int* 39(3): 227-237.
- [15] Rahmatabadi AD, Mehrjardi MZ, Fazel M (2010) Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribol Int* 43(11): 2000-2009.
- [16] Sharma R, Pandey R (2007) Effects of the temperature profile approximations across the film thickness in thermohydrodynamic analysis of lubricating films. *Ind J Tribol* 2(1): 27-37.
- [17] Chauhan A, Sehgal R, Sharma RK (2010) Thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearing with different grade oils. *Tribol Int* 43(11): 1970-1977.
- محورهای مختصات منطبق بر مرکز روتور x, y, z
- محورهای مختصات منطبق بر مرکز یاتاقان X, Y, Z
- ماتریس ضرایب زنی مربوط به مشتقات جزئی تابع مورد نظر در جهت‌های x, y, z $A_{i,m}^{(r)}, B_{j,n}^{(s)}, C_{k,l}^{(q)}$
- علائم یونانی**
- میزان غیرمدوری δ
- سرعت زاویه‌ای روتور (rad/s) ω
- مختصات زاویه‌ای اندازه‌گیری شده لب‌های یاتاقان θ
- انتهای فیلم فشاری مثبت برای هر لب یاتاقان φ
- زاویه خط‌المرکزین یاتاقان با راستای قائم φ_0
- نسبت خروج از مرکزی ε
- چگالی سیال روانکار ($\frac{kg}{m^3}$) ρ
- زاویه شروع و انتهای هر لب یاتاقان β_1^n, β_2^n
- زاویه شروع و انتهای ناحیه فشار مثبت لب n θ_1^n, θ_2^n
- نقطه شروع کاویتاسیون در لب n θ_{cav}^n
- لزجت سیال روانکار پایه (pa.s) μ_{ref}
- لزجت سیال روانکار (pa.s) μ
- ضریب ویسکوزیته-فشار برای تعیین اثر لزجت-فشار-دما ($\frac{1}{pa}$) α
- ضریب ویسکوزیته-دما برای تعیین اثر لزجت-فشار-دما ($\frac{1}{^\circ C}$) γ
- طول مشخصه با بعد سیال روانکار (m) Λ

۸- مراجع

- [1] Cosserat E, Cosserat F (1909) *Théorie des corps déformables*. Paris 3: 17-29.
- [2] Eringen AC (1964) Simple microfluids. *Int J Eng Sci* 2(2): 205-217.
- [3] Allen S, Kline K (1971) Lubrication theory for micropolar fluids. *J Appl Mech-T ASME* 38(3): 646-650.

- [20] Chauhan A, Sehgal R, Sharma RK (2011) A study of thermal effects in an offset-halves journal bearing profile using different grade oils. *Lubric Sci* 23(5): 233-248.
- [21] Malik M, Sinhasan R, Chandra M (1981) Design data for three-lobe bearings. *Tribol Trans* 24(3):345-353.
- [18] Hori Y (2006) *Hydrodynamic lubrication*. Springer Science & Business Media.
- [19] Rahmatabadi AD, Rashidi R (2006) Effect of mount angle on static and dynamic characteristics of gas-lubricated, noncircular journal bearings. *Iran J Sci Technol B* 30(B03).