

بررسی ترموهیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال با ارائه مدل دو بعدی

داود علی بیکی^۱ و رضا مهريار^{۲*}

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۱۱/۱۷ پذیرش مقاله: ۱۳۹۶/۰۴/۰۳	یاتاقان‌های ژورنال در ماشین آلات صنعتی، که تحت بارگذاری سنگین و با سرعت بالا در حال دوران هستند مورد استفاده قرار می‌گیرند. یاتاقان‌های ژورنال دچار آسیب‌های حرارتی شدیدی می‌شوند به همین دلیل نیاز است که توزیع دقیقی از دمای آنها در دسترس باشد تا از این آسیب‌ها جلوگیری شود. در این پژوهش یک مدل دو بعدی برای یاتاقان ژورنال استوانه‌ای با تغذیه‌ی فشاری برای برآورد عملکرد حرارتی آن ارائه شده است. بدین منظور از شرط‌های مرزی دقیق و مناسبی در سطح تماس سیال روانساز با ژورنال و یاتاقان استفاده شده است و با یک آنالیز ترموهیدرودینامیکی معادلات حاکم بر جریان سیال و معادلات انتقال حرارت به صورت کوپل حل شده‌اند. همچنین در این بررسی جریان سیال روانساز آرام و به صورت گذرا در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از این مدل دو بعدی با داده‌های آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار گرفته است. توزیع شار حرارتی ورودی از سیال روانساز به یاتاقان نیز که در مطالعات قبلی بیان نشده است برآورد گردیده است. نتایج نشان می‌دهد شار حرارتی انتقالی از سیال روانساز به یاتاقان با گذشت زمان در زوایایی که نزدیک به مجرای ورود سیال روانساز می‌باشد روندی صعودی و برای نقاط دور از آن روندی نزولی دارد. در انتها اثر پارامترهای مختلف نظیر سرعت چرخش ژورنال، جنس ژورنال، جنس یاتاقان و جنس سیال روانساز بر روی توزیع دما در سطح تماس سیال روانساز و یاتاقان و شار حرارتی ورودی از سیال روانساز به یاتاقان بررسی شده است.
واژگان کلیدی: آنالیز ترموهیدرودینامیکی، شار حرارتی، مدل دو بعدی، یاتاقان ژورنال.	

۱-مقدمه

عددی گذرا با استفاده از روش المان محدود بر روی یاتاقان-های لغزشی مسطح انجام دادند. در این پژوهش با استفاده از آنالیز ترموهیدرودینامیکی به تحلیل حرارتی و بررسی تغییر شکل‌های یاتاقان و ژورنال پرداخته شد و تغییرات لزجت روانساز یک تابع نمایی در نظر گرفته شد. شرط مرزی در سطح تماس سیال روانساز با ژورنال و یاتاقان شار حرارتی یکسان لحاظ گردید. مطابق این بررسی زمان لازم برای رسیدن به حالت پایا تقریباً ۶۰۰ ثانیه به دست آمد. خوانساری و وانگ [۷] یک بررسی عددی گذرای ترموهیدرودینامیکی ساده شده را بر روی یاتاقان‌های

یاتاقان‌های لغزشی یکی از قطعاتی هستند که در صنایع مختلف به خصوص در توربین‌ها و ژنراتورها کاربرد فراوان دارند. مهمترین قسمت یک یاتاقان سطح داخلی آن است که در تماس با ژورنال که در حال دوران با سرعت بالا است قرار دارد [۱-۵]. از آنجایی که عملکرد لحظه‌های ابتدایی حرکت در رفتار یاتاقان در زمان‌های بعد اثر می‌گذارد، بررسی حرارتی یاتاقان‌های لغزشی به صورت گذرا حائز اهمیت است. کوسنیسکی و همکاران [۶] یک بررسی

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: mehryar@sutech.ac.ir

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی شیراز
۲. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی شیراز

عددی معادلات دو بعدی ناویراستوکس همراه با معادلات مربوط به انرژی و نرخ اتلاف انرژی در جریان متلاطم به اضافه‌ی معادله‌ی انرژی در جریان سیال روانساز و انتقال حرارت هدایتی در یاتاقان انجام شد.

پی‌یوش و همکاران [۱۳] به بررسی سه بعدی و حرارتی یک یاتاقان ژورنال مشخص با روش المان محدود در نرم‌افزار انسیس پرداختند. آنها با انجام این آنالیز حرارتی مقدار اختلاف حرارت تولید شده ناشی از اتلاف لزجی و مقدار حرارت منتقل شده به محیط بیرون را محاسبه کردند و دریافتند که مقدار این اختلاف بسیار زیاد است و باعث افزایش دمای یاتاقان و در نتیجه آسیب حرارتی به یاتاقان می‌شود.

کدام و همکاران [۱۴] با استفاده از آنالیز ترموهیدرودینامیکی و با اصلاح رابطه‌ی لزجت با دما به بررسی سه بعدی یک یاتاقان ژورنال استوانه‌ای پرداختند. با انجام این بررسی مشخص شد که استفاده از رابطه‌ی اصلاح شده برای تغییرات لزجت با دما بسیار مناسب بوده است.

در تحقیقی دیگر آنتونویک و همکاران [۱۵] یک مدل ریاضی برای تغییرات دمای یک یاتاقان ژورنال پیشنهاد نمودند. ایشان مدل خود را بر مبنای یک مدل تئوری و با مقایسه و تصحیح آن با نتایج آزمایشگاهی بدست آوردند.

در اکثر مطالعات قبلی محاسبه‌ی توزیع دمای گذرا در یاتاقان‌های ژورنال به صورت سه بعدی انجام گرفته است. البته آزمایش نشان داده است که تغییرات دما در راستای محوری اندک می‌باشد [۱۶]. بنابراین در نگاه اول می‌توان از مدل دو بعدی برای مدل‌سازی مناسب استفاده کرد. با وجود این، به دلیل اینکه ورود و خروج روغن در دو موقعیت محوری متفاوت صورت می‌گیرد مدل‌سازی دوبعدی به راحتی امکان‌پذیر نمی‌باشد.

در پژوهش حاضر هدف مدل‌سازی دوبعدی و گذرای یک یاتاقان ژورنال استوانه‌ای با تغذیه‌ی فشاری است. بدین منظور معادلات حاکم بر انتقال حرارت و جریان سیال درون سیال روانساز، یاتاقان و ژورنال در دو بعد به صورت توأمان حل شده است که در آن تأثیر ورود و خروج روغن به صورت یک چاه حرارتی مدل شده است، این مدل‌سازی به کمک نرم افزار فلوئنت برای مقطعی از یاتاقان که در آن ورودی روغن قرار دارد، انجام شده است. همچنین توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و ژورنال که در تحقیقات قبلی گزارش نشده است نیز مورد بررسی قرار گرفته است

ژورنال انجام دادند. در این بررسی معادله‌ی رینولدز و معادله‌ی انرژی به صورت توأمان حل نشدند و برای دما در طول سیال روانساز پروفیل مشخصی در نظر گرفته شد. همچنین شرط مرزی دمایی در سطح تماس سیال روانساز و یاتاقان، آدیاباتیک و در سطح تماس ژورنال و سیال روانساز، دمای یکنواخت لحاظ گردید.

مانوسیوا و همکاران [۸] یک بررسی عددی گذرای ترموهیدرودینامیکی و ترموالاستوهیدرودینامیکی بر روی یک یاتاقان ژورنال که از چهار قسمت تشکیل شده بود، انجام دادند. در این بررسی سطح بین ژورنال و سیال روانساز، عایق و سطح بین سیال روانساز و سطح داخل یاتاقان، شار حرارتی یکسان و در سطح بیرونی یاتاقان با محیط اطراف، جابجایی آزاد و تابش در نظر گرفته شد.

بون‌کومپاین و همکاران [۹] یک بررسی ترموهیدرودینامیکی غیرگذرا بر روی یاتاقان‌های ژورنال انجام دادند. در این بررسی معادله‌ی عمومی رینولدز و معادله‌ی انرژی در سیال روانساز، معادله‌ی انتقال حرارت در یاتاقان و ژورنال به طور توأمان حل شدند. همچنین تغییر شکل‌های ترموالاستیکی نیز مورد بررسی قرار گرفت. شرط مرزی در سطح مشترک سیال روانساز و یاتاقان شار حرارتی یکسان در نظر گرفته شد.

ژائو لی وانگ و همکاران [۱۰] یک آنالیز ترموهیدرودینامیکی همراه با در نظر گرفتن اثرات تنش روانساز را مورد بررسی قرار دادند. با توجه به تئوری میکرو کوانتینیوم یک اصلاحی در معادله‌ی انرژی ایجاد کردند و توأمان معادله‌ی انتقال حرارت و معادله‌ی رینولدز را حل کردند.

یان و همکاران [۱۱] یک مدل سه بعدی از میدان دمای گذرا در یاتاقان‌های ژورنال را ارائه دادند. آن‌ها تغییرات دمایی در یاتاقان و در سیال روانساز و سطح مشترک یاتاقان و سیال را نیز در نظر گرفتند. آنها در این بررسی با فرض ثابت بودن لزجت و چگالی سیال روانساز برای دو حالت تغییر سرعت و تغییر بار وارده پروفیل دما را تا رسیدن به حالت پایا به دست آوردند.

منشیان و گنجعلی خان نسب [۱۲] آنالیز ترموهیدرودینامیکی جریان متلاطم در یک یاتاقان ژورنال با طول نامحدود را بر اساس تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار دادند و جریان را متلاطم، غیرقابل تراکم و پایا فرض نمودند. آنالیز بر پایه‌ی حل

ترموویسکوزیته و T_0 دمای اولیه‌ی روغن است. به علت وجود اتلاف لزجی بر اثر اصطکاک موجود بین لایه‌های روغن حرارت تولید می‌شود. راهی که برای اتلاف این حرارت و خنک‌سازی یاتاقان وجود دارد ورود پیوسته روغن به داخل یاتاقان و پس از گرم شدن، خروج آن از یاتاقان می‌باشد که با خنک‌سازی آن در یک سیکل بسته امکان ورود دوباره آن به داخل یاتاقان فراهم می‌شود. جریان روغن یک جریان داخلی بین یاتاقان و ژورنال می‌باشد و از آنجایی که فاصله‌ی بین یاتاقان و ژورنال (لقی شعاعی) بسیار اندک می‌باشد بنابراین جریان روغن آرام در نظر گرفته شده است.

جدول ۱- مشخصات هندسی و شرایط کاری یاتاقان برای حالت مرجع [۱۷]

مقدار عددی مشخصات	نماد	مشخصات هندسی یاتاقان
۱۰۰ mm	d_s	قطر شفت
۸۰ mm	B	طول یاتاقان
۲۰۰ mm	d_{bo}	قطر خارجی یاتاقان
۰/۱۲۳ mm	c	متوسط لقی شعاعی در ۲۹۳ کلوبین
۱۶ mm	b	عرض شیر تغذیه
۷۰ mm	L	طول شیر تغذیه
۱۲ mm	d_h	قطر سوراخ‌های تغذیه
۱۶۰۰ rpm	ω	سرعت چرخش ژورنال
۴۰۰۰ N	W	میزان بارگذاری
۳۰۳ K	T_s	دمای تغذیه‌ی روغن
۰/۰۴۰۵ (kgm ⁻¹ s ⁻¹)K	μ	لزجت روانساز در ۳۰۳ کلوبین
۰/۰۳۲۴ K ⁻¹	β	ضریب ترموویسکوزیته
۰/۰۵۰۴۳ mm	e	میزان خروج از مرکزیت
۸۰°	φ	زاویه راستای خروج از مرکزیت

از طرفی ترم اتلاف لزجی عامل به وجود آمدن حرارت است و می‌بایستی در معادله‌ی انرژی حاکم بر روغن در نظر گرفته شود. بنابراین در روغن معادلات (۲)، (۳) و (۴) به عنوان معادله‌ی پیوستگی، معادلات ناویراستوکس و معادله‌ی انرژی بایستی حل شوند. از آنجا که لزجت روغن تابعی از دما است بنابراین معادلات به صورت همزمان بایستی حل شوند.

معادله‌ی پیوستگی:

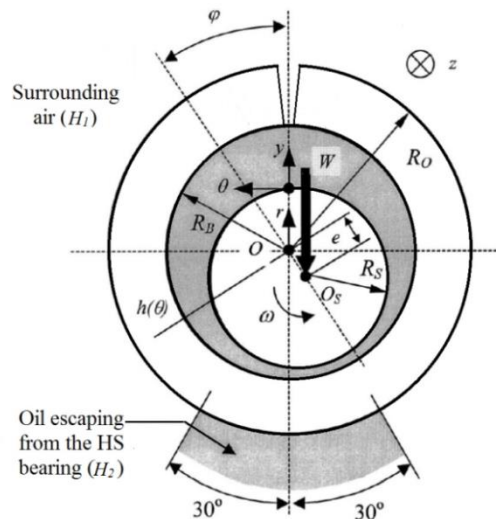
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2)$$

معادله‌ی ناویراستوکس:

و در انتها به اثر پارامترهای مختلف نظیر سرعت چرخش ژورنال، جنس ژورنال، جنس یاتاقان و جنس سیال روانساز بر روی توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان پرداخته شده است.

۲- هندسه و ابعاد

از آنجا که هدف مقایسه‌ی نتایج به دست آمده با نتایج آزمایشگاهی است بنابراین از مشخصات یاتاقان استفاده شده در یک بررسی آزمایشگاهی [۱۷] استفاده شده است.



شکل ۱- شماتیک دو بعدی از یاتاقان ژورنال

مشخصات هندسی این یاتاقان و شرایط کاری برای حالت مرجع در جدول ۱ نشان داده شده است. کلیه محاسبات برای این حالت مرجع انجام می‌گیرد مگر اینکه مقادیری غیر از آن بیان شود. ژورنال از جنس فولاد کربنی و یاتاقان مورد استفاده از جنس برنز است که قسمت پایین یاتاقان ماشین کاری شده است و در تماس با فنداسیون برای ثابت نگه داشتن یاتاقان قرار دارد و از روغن ISO 32 VG به عنوان سیال روانساز استفاده شده است [۱۷]. شکل (۱) شماتیکی از یاتاقان مورد بررسی در این تحقیق را نشان می‌دهد.

۳- معادلات حاکم

از آنجا که این بررسی بر اساس آنالیز ترموهیدرودینامیکی می‌باشد بنابراین لزجت روغن تابعی از دما بایستی در نظر گرفته شود، رابطه‌ی (۱) تغییرات لزجت را برحسب دما نشان می‌دهد [۱۱ و ۱۸-۲۰].

$$\mu(T) = \mu_0 \exp[-\beta(T - T_0)] \quad (1)$$

در این رابطه μ_0 لزجت روغن در دمای اولیه، β ضریب

نمودن ورود و خروج سیال میسر نمی‌باشد. لذا بایستی حرارت جذب شده به گونه‌ای مناسب مدل سازی شود. بدین منظور از یک چاه حرارتی برای جذب حرارت استفاده شده است که روی کل حجم روغن موجود بین یاتاقان و ژورنال اعمال می‌شود.

کل انرژی گرمایی که روغن در حالت پایا از مجموعه یاتاقان لغزشی دریافت می‌کند از رابطه‌ی (۸) به دست می‌آید [۱].

$$\dot{Q}_{\text{steady}} = -\rho Q C_p \Delta T_f \quad (8)$$

که در این رابطه ρ چگالی روغن، Q دبی کل جریان روغن، C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، ΔT_f اختلاف دمای روغن ورودی و خروجی و \dot{Q}_{steady} گرمای گرفته شده از روغن در حالت پایا می‌باشد.

مطالعات قبلی [۲۱] نشان داده است که نرخ سرمایش یا گرمایش در یاتاقان‌های ژورنال با زمان به صورت نمایی تغییر می‌نماید، بنابراین نرخ جذب انرژی گرمایی توسط روغن با گذشت زمان با رابطه‌ی (۹) قابل بیان می‌باشد.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{unsteady}} &= -\dot{Q}_{\text{steady}} * (1 - \exp(-C * F)) \\ &= -\rho Q C_p \Delta T_f * (1 - \exp(-C * F)) \end{aligned} \quad (9)$$

که در این رابطه F عدد فوریه و C یک عدد ثابت است که تابعی از سرعت چرخش ژورنال می‌باشد و هر چه سرعت چرخش ژورنال بیشتر شود مقدار این عدد ثابت نیز بیشتر می‌شود [۲۱]. در این تحقیق برای سرعت‌های چرخش ۱۶۰۰ rpm، ۳۰۰۰ rpm و ۴۵۰۰ rpm مقدار این پارامتر به ترتیب برابر ۲، ۳/۲۵ و ۴/۵ پیشنهاد شده است. چشمه‌ی حرارتی در معادله‌ی (۴) که در حالت عادی برابر با صفر بود در مدل‌سازی دو بعدی غیر صفر و با مقدار منفی با واحد $(\frac{W}{m^3})$ اعمال می‌شود. بدین منظور بایستی حرارت به دست آمده از رابطه‌ی (۹) را بر حجم سیال روانساز داخل یاتاقان $V_{\text{lubricant}}$ تقسیم کرد. بدین ترتیب شدت چاه حرارتی مورد نظر از رابطه (۱۰) محاسبه شود.

$$\dot{q}_{\text{unsteady}} = -\frac{\rho Q C_p \Delta T_f}{V_{\text{lubricant}}} * (1 - \exp(-C * F)) \quad (10)$$

علاوه بر این نیز وجود چند مجرا در یاتاقان برای ورود روغن که در شکل (۲) نشان داده شده است بایستی در مدل‌سازی لحاظ شود. گرچه در دو بعد و با در نظر گرفتن چاه حرارتی

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \rho g + \nabla[\mu \nabla \cdot \vec{V}] \quad (3)$$

معادله‌ی انرژی:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{DP}{Dt} + \text{div}(k \nabla T) + \phi + S_h \quad (4)$$

ترم‌های دوم، سوم و چهارم سمت راست معادله‌ی انرژی به ترتیب نشان دهنده‌ی هدایت حرارتی، اتلاف لزجی و چشمه‌ی حرارتی می‌باشند. چشمه‌ی حرارتی در حالت عادی برای روغن صفر می‌باشد اما در بخش‌های بعدی در مورد آن توضیحات بیشتری داده خواهد شد. اتلاف لزجی نیز از رابطه (۵) به دست می‌آید.

$$\begin{aligned} \phi &= \mu \left(2 \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \frac{2}{r^2} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (5)$$

در این روابط، \vec{V} بردار سرعت سیال با مولفه‌های v_r و v_θ در راستای شعاعی و مماسی می‌باشد و همچنین ρ چگالی، P فشار، T دما، h انتالپی، k ضریب هدایت حرارتی و μ لزجت سیال روانساز است.

معادله‌ی حاکم بر یاتاقان و ژورنال نیز معادله‌ی هدایت حرارتی می‌باشد. البته به دلیل چرخش ژورنال ترم چرخش نیز به رابطه‌ی هدایت حرارتی حاکم بر ژورنال اضافه می‌شود.

معادله‌ی هدایت حرارتی در یاتاقان

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T \quad (6)$$

معادله‌ی هدایت حرارتی در ژورنال

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \omega \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = k \nabla^2 T \quad (7)$$

که ω سرعت چرخش ژورنال و θ راستای محیطی در مختصات استوانه‌ای است.

۴- مدل‌سازی دو بعدی

خنک‌سازی یاتاقان در عمل با ورود روغن از شیار بالای یاتاقان و خروج آن از دو انتهای محوری یاتاقان صورت می‌گیرد. بنابراین هنگام استفاده از روش عددی برای بررسی حرارتی یاتاقان، در صورت لحاظ نمودن ورود و خروج روغن بایستی مدل‌سازی در حالت سه بعدی انجام گیرد. اما از آنجا که در این تحقیق هدف مدل‌سازی دو بعدی می‌باشد لحاظ

شرط مرزی حرارتی روی سطوح مجرا را می‌توان شرط دما ثابت، شار ثابت یا شرط مرزی جابجایی انتخاب نمود. گزینه‌ی صحیح بستگی به سرعت چرخش ژورنال، میزان لقی بین ژورنال و یاتاقان و دبی روغن ورودی از مجرا دارد. با بررسی‌های صورت گرفته بر روی یاتاقان مورد نظر مشخص گردید در صورتی که از شرط مرزی شار ثابت یا شرط مرزی جابجایی روی سطوح مجرای ورودی روغن استفاده شود نتایج به دست آمده تطابق مناسبی با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] نداشته ولی با تعریف شرط مرزی دما ثابت خطای مدل‌سازی به شدت کاهش می‌یابد. به همین دلیل در مدل‌سازی دو بعدی از شرط مرزی دما ثابت، معادل با دمای روغن ورودی در دیواره‌ی مجرای ورودی روغن استفاده شده است.

علاوه بر این، شرط مرزی روی دیواره‌ی بیرونی یاتاقان که با هوای اطراف در تماس می‌باشد شرط مرزی جابجایی لحاظ شده است که در آن دمای محیط، T_{air} ، 303 K و ضریب انتقال حرارت، H_1 ، با توجه به اینکه این ضریب برای حالت دو بعدی لحاظ شده است و بایستی انتقال حرارت در راستای محوری یاتاقان با محیط اطراف را نیز در بر داشته باشد، با توجه به سایر مطالعات انجام شده [۹-۱۲] و [۲۳]، برابر با $100 \frac{W}{m^2K}$ در نظر گرفته شده است.

$$k_b \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_{b0}} = H_1 (T_{r=r_{b0}} - T_{air}) \quad (12)$$

شرط مرزی روی دیواره‌ی بیرونی یاتاقان که با روغن زیر فنداسیون در تماس می‌باشد به صورت شرط مرزی جابجایی مدل‌سازی شده است که دمای محیط 303 K و ضریب انتقال حرارت، H_2 ، با توجه به اینکه یاتاقان در تماس با فنداسیون می‌باشد و بایستی اثر هدایت حرارتی از یاتاقان به فنداسیون نیز لحاظ گردد برابر با $700 \frac{W}{m^2K}$ در نظر گرفته شده است.

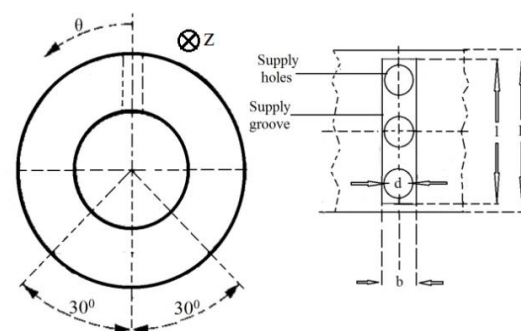
۵- حل عددی

برای حل مسئله به روش عددی از نرم افزار فلونت استفاده شده است. از روش استاندارد^۱ برای حل فشار و از روش قانون توانی^۲ برای حل معادله‌ی مومنتوم و انرژی استفاده شده است. برای کوپل کردن فشار و سرعت نیز از الگوریتم سیمپل^۳ استفاده شده است. ناحیه‌ی حل شامل سه قسمت

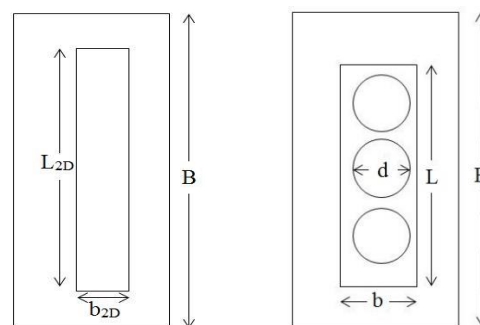
دیگر نیازی به ورود روغن به درون یاتاقان نمی‌باشد ولی در عمل وجود این چند مجرا و عبور روغن سرد از درون آنها روی توزیع دمای یاتاقان اثر می‌گذارد. از آنجایی که دبی روغن ورودی ناچیز می‌باشد [۲۲] و از طرفی سرعت دوران ژورنال زیاد می‌باشد روغن ورودی روی دمای روغن مابین یاتاقان و ژورنال به صورت موضعی اثر نمی‌گذارد. بدین ترتیب در مدل‌سازی حاضر به جای مجرای ورودی روغن یک مجرا با عرض ثابت b_{2D} مطابق با شکل (۳) و رابطه‌ی (۱۱) در نظر گرفته شده است به طوری که سطح مقطع مجرای دو بعدی با سطح مقطع مجرای ورود روغن یکسان باشد.

از آنجایی که هدف مقایسه‌ی نتایج حاصله از این پژوهش با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] می‌باشد و در مرجع [۱۷] داده‌ها در مقطع مرکزی یاتاقان ($Z=0$) بدست آمده‌اند، این مدل‌سازی نیز برای همان مقطع انجام شده است که در آن مجرای ورودی سیال قرار دارد. چگونگی این موضوع در شکل (۲) کاملاً مشخص است.

$$b_{2D} = (3 \times \pi \times d^2) / (4 \times l_{2D}) \quad (11)$$



شکل ۲- مجرای ورودی روغن در یاتاقان [۱۷]



(۱) نمای بالای یاتاقان اصلی با سه سوراخ ورودی روغن
(۲) نمای بالای یاتاقان معادل با یک شیار ورودی روغن
(۳) شکل ۳- معادل‌سازی مجرای ورود روغن با یک شیار

³ Simple

¹ Standard

² Power Law

روغن و محل ورود روغن متفاوت می‌باشد تا به خوبی اثر کلیه‌ی شرایط مرزی مختلف روی نتایج بررسی گردد. در این شکل نتایج حاصله با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] نیز مقایسه شده است که بیانگر دقت مناسب نتایج حاصله نسبت به سایر مدل‌های قبلی [۶] می‌باشد. با توجه به مشخصات یاتاقان نقطه‌ی ۱۲ نقطه‌ای است که بالاترین دما را دارد که در مقابل کمترین ضخامت لایه‌ی روغن قرار دارد.

جدول ۲- بررسی استقلال از شبکه

شماره شبکه	تعداد تقسیمات در جهت مماسی	تعداد تقسیمات در جهت شعاعی	میانگین شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ (W/m ²)
۱	۱۵۰	۹۰	۶۸۹۴/۷
۲	۲۲۰	۱۰۰	۶۹۴۵/۹
۳	۳۶۰	۱۳۰	۶۹۹۹/۹
۴	۴۳۰	۱۷۰	۷۰۱۴/۳
۵	۵۰۰	۲۳۰	۷۰۳۳/۷
۶	۷۲۰	۲۴۵	۷۰۳۴/۸

یاتاقان، ژورنال و روغن می‌باشد که از شبکه‌ی سازمان یافته برای هر سه ناحیه استفاده شده است. برای بررسی استقلال از شبکه، از چند شبکه مطابق با جدول ۲ استفاده شده است.

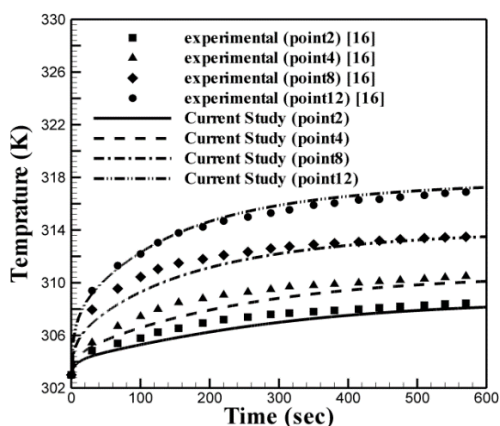
برای تعیین استقلال از شبکه میانگین شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به شبکه‌های ارائه شده در جدول ۲ و مقایسه‌ی میانگین شار حرارتی، شبکه‌ی شماره پنج مورد استفاده‌ی نهایی قرار گرفته است.

۶- نتایج

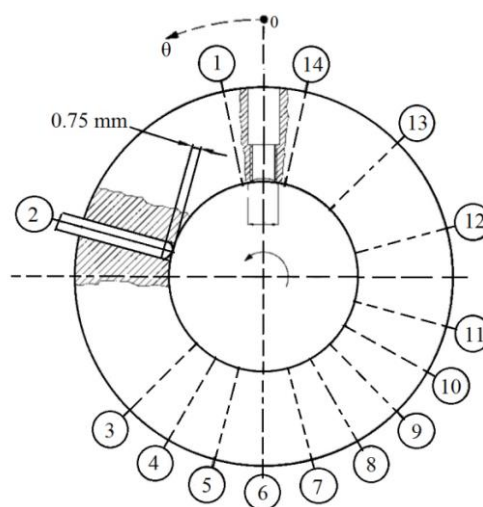
برای بررسی درستی و صحت مدل دو بعدی پیشنهادی نتایج حاصله با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] مورد مقایسه قرار گرفته است که در آن دما در ۱۴ نقطه از سطح داخل یاتاقان به کمک ترموکوپل در مدت زمان ۶۰۰ ثانیه اندازه‌گیری شده است. جدول ۳ و شکل (۴) موقعیت قرارگیری سنسورهای اندازه‌گیری دما را نشان می‌دهند [۱۷]. شکل ۵ تغییرات دما بر حسب زمان را در چهار نقطه‌ی دو، چهار، هشت و دوازده نشان می‌دهد. این نقاط در زوایای مختلف قرار داشته و فاصله‌ی آنها نسبت به ماکزیمم دمای

جدول ۳- موقعیت قرارگیری سنسورهای اندازه‌گیری دما [۱۷]

شماره ترموکوپل	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱	۱۲	۱۳	۱۴
زاویه قرار گیری	۱۲/۵	۷۵	۱۳۵	۱۵۰	۱۶۵	۱۸۰	۱۹۵	۲۱۰	۲۲۵	۲۴۰	۲۵۵	۲۸۵	۳۱۵	۳۴۷/۵

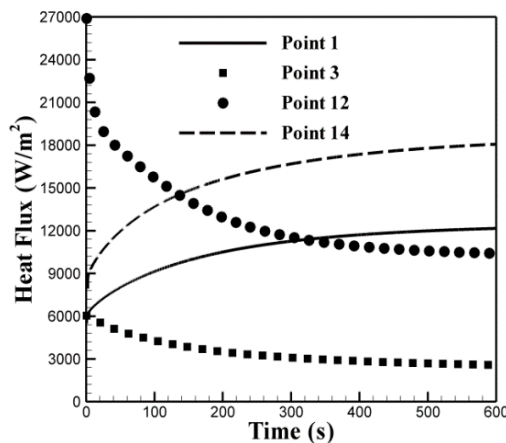


شکل ۵- مقایسه‌ی تغییرات زمانی دما بین مطالعه‌ی عددی حاضر و داده‌های آزمایشگاهی



شکل ۴- موقعیت قرارگیری سنسورهای اندازه‌گیری دما [۱۷]

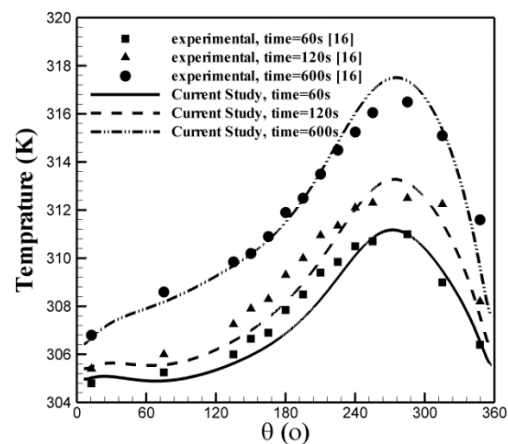
نقطه‌ی ۱، ۳، ۱۲ و ۱۴ نشان می‌دهد.



شکل ۷- تغییرات شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان بر حسب زمان در نقاط مختلف

همانطور که دیده می‌شود رفتار تغییرات شار حرارتی با زمان در نقاط مختلف متفاوت است. البته از آنجایی که ژورنال محصور می‌باشد شار حرارتی به درون آن بررسی نشده است زیرا با گذشت زمان مقدار آن به صفر می‌رسد. اما برای تشخیص علت نحوه تغییرات شار حرارتی در شکل (۷) بایستی ابتدا به عوامل موثر بر میزان انتقال حرارت به درون یاتاقان توجه نمود. از مهمترین این عوامل نزدیکی به دمای ماکزیمم روغن و همچنین اختلاف دمای روغن و یاتاقان در هر زاویه‌ی ثابت می‌باشد. علاوه بر این تاثیرپذیری شار حرارتی در یک نقطه از مقدار شار در نقاط دیگر نیز حائز اهمیت می‌باشد. از آنجا که تولید حرارت درون روغن، به دلیل اصطکاک در بین لایه‌های آن است و تقریباً مستقل از دمای یاتاقان و ژورنال می‌باشد، این حرارت تولیدی به ناچار بایستی از روغن خارج گردد لذا اگر در یک زاویه شار حرارتی خروجی به دلیلی محدود گردد، اثر آن بر روی سایر نقاط به صورت افزایش شار ظاهر می‌شود. بدین ترتیب با توجه به علل فوق می‌توان گفت که در ثانیه‌های اولیه که دمای کلیه‌ی نقاط برابر یا نزدیک به دمای اولیه می‌باشد میزان حرارت انتقالی به درون یاتاقان تنها تابعی از میزان دمای روغن است. دمای روغن مطابق با شکل (۶) و با توجه به میزان ضخامت لایه روغن در نقطه ۱۲ بیشترین مقدار را دارا است و با فاصله گرفتن از آن کاهش می‌یابد. بنابراین در شکل (۷) در لحظات اولیه میزان شار با مقدار دما کاملاً مطابقت دارد. اما با گذشت زمان حرارت ورودی از روغن به یاتاقان در هر زاویه باعث افزایش تدریجی دمای یاتاقان در

در شکل (۶) نیز تغییرات دمای سطح داخل یاتاقان برحسب زاویه در زمان‌های مختلف با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود نتایج حل عددی حاضر با داده‌های آزمایشگاهی تطابق بسیار خوبی دارد و دقت نتایج در کلیه‌ی زوایا مشهود می‌باشد. به این ترتیب مدل دو بعدی پیشنهاد شده در این تحقیق به خوبی توانسته است با داده‌های واقعی سه بعدی مطابقت داشته باشد.

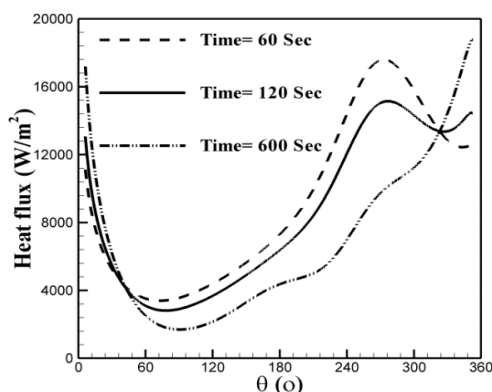


شکل ۶- مقایسه‌ی توزیع دمای سطح داخل یاتاقان بین مطالعه‌ی عددی حاضر و داده‌های آزمایشگاهی در زمان‌های مختلف

حال با توجه به صحت نتایج حاصله از مدل دو بعدی می‌توان به صورت دقیقتر توزیع دما و شار حرارتی را در یاتاقان بررسی نمود.

مهمترین نتیجه‌ی حاصل شده از این بررسی محاسبه شار حرارتی در سطح تماس روغن با یاتاقان و ژورنال می‌باشد که تاکنون در هیچ یک از مقالات قبلی داده‌هایی در این خصوص ارائه نشده است. باید توجه داشت که به دلیل نازک بودن ضخامت روغن تغییرات دما در راستای شعاعی در آن ناچیز است و لذا به راحتی می‌توان توزیع دما در آن را با استفاده از تعداد المان کم در شبکه‌ی محاسباتی به دست آورد. اما از آنجایی که عامل افزایش دما در قسمت‌های مختلف یاتاقان، منتقل شدن حرارت تولیدی درون روغن به سایر نقاط می‌باشد لذا صحت محاسبه‌ی شار حرارتی خروجی از لایه‌ی روغن به سایر نقاط بسیار حائز اهمیت است که برآورد دقیق آن به روش عددی مستلزم رعایت نکات عدیده‌ای در حل عددی می‌باشد. شکل (۷) تغییرات زمانی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان را در چهار

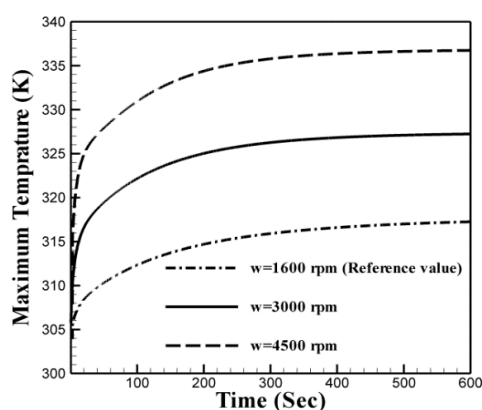
ورودی روغن شار حرارتی با گذشت زمان تقریباً ثابت می-ماند.



شکل ۸- توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در زمان‌های مختلف

حال به بررسی اثر پارامترهای مختلف نظیر سرعت چرخش ژورنال، جنس ژورنال، جنس یاتاقان و جنس روغن بر روی توزیع دما و شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان پرداخته می‌شود. برای این منظور ویژگی‌های بیان شده در جدول ۱ برای یاتاقان به عنوان حالت مرجع در نظر گرفته شده است و برای بررسی اثر هر یک از پارامترهای مد نظر تنها به تغییر آن پارامتر پرداخته شده است و بقیه‌ی پارامترها بدون تغییر در نظر گرفته شده‌اند تا اثر پارامتر مورد نظر به خوبی نشان داده شود.

شکل (۹) تغییرات زمانی ماکزیمم دمای سطح داخل یاتاقان که مربوط به نقطه‌ی ۱۲ می‌شود را، برای سرعت‌های مختلف چرخش ژورنال نشان می‌دهد و شکل (۱۰) تغییرات زمانی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان را بیان می‌کند.

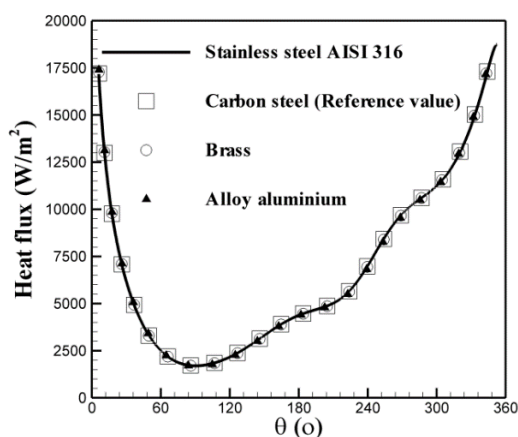


شکل ۹- تغییرات زمانی ماکزیمم دمای سطح داخل یاتاقان برای سرعت‌های مختلف چرخش ژورنال

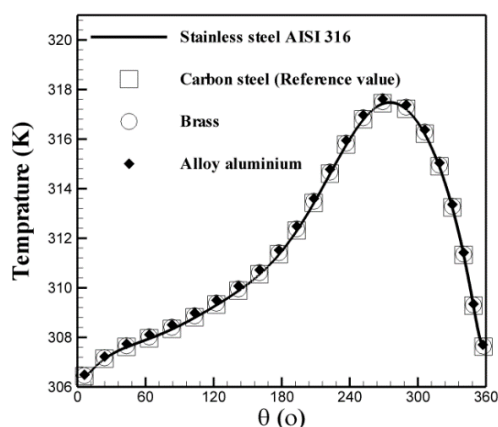
همان زاویه می‌شود و شار ورودی تابعی از اختلاف دمای روغن و یاتاقان در آن زاویه می‌شود، بنابراین انتظار اینست که حرارت ورودی از روغن به یاتاقان در کلیه‌ی نقاط کاهش یابد. البته نقاطی که نزدیکتر به محل ورودی روغن می-باشند به دلیل اعمال مجاورت با روغنی با دمای ثابت، افزایش دمای کمتری را تجربه می‌کنند لذا در این نقاط بایستی کاهش شار کمتر باشد. اما از آنجایی که کل حرارت تولیدی درون روغن بایستی به یاتاقان منتقل شود و در زمان‌های بزرگ نیز حرارت چندانی به درون ژورنال منتقل نمی‌شود لذا کاهش شدید شار حرارتی به واسطه کاهش اختلاف دمای روغن و یاتاقان در نقاط دور از محل ورود روغن بایستی توسط نقاط مجاور با محل ورود روغن جبران شود. به این ترتیب در نقاط نزدیک به دمای ماکزیمم روغن که ابتدا شار زیادی به درون یاتاقان منتقل می‌شد با کاهش قابل توجه شار حرارتی مواجه می‌شوند و نقاط نزدیک به محل ورود روغن برای جبران آن، شار بیشتری را از خود عبور می‌دهند و در این نقاط تغییرات شار روند صعودی به خود می‌گیرد. باید توجه داشت که با توجه به کاهش لزجت روغن با دما، میزان حرارت تولیدی درون روغن با گذشت زمان و به دلیل افزایش دمای روغن کاهش می‌یابد که این کاهش، بیشتر در لحظات اولیه خود را نشان می‌دهد و با وجود اهمیت آن، اثرش نسبت به سایر دلایل بیان شده بر روی تغییر شار کمتر می‌باشد.

در شکل (۸) نحوه‌ی توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در سه لحظه‌ی مختلف نشان داده شده است. با توجه به این شکل کاملاً مشخص است که در نقاط نزدیک به مجرای ورودی روغن شار حرارتی روندی صعودی و در نقاط دور از آن شار حرارتی روندی نزولی دارد. همچنین مشخص است که با دور شدن از مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن میزان تغییرات شار حرارتی با زمان کمتر شده است و ماکزیمم تغییرات در مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن قرار دارد. با توجه به توزیع شار حرارتی در ثانیه‌ی ۶۰۰ مشخص است که در زوایای بین ۱۵۰ تا ۲۵۰ درجه شار حرارتی در مقایسه با زمان‌های ۶۰ و ۱۲۰ ثانیه دارای نوساناتی است. عامل این موضوع شرط مرزی جابجایی در فنداسیون است که در ثانیه‌ی ۶۰۰ کاملاً اثر گذاشته است ولی در زمان‌های ۶۰ و ۱۲۰ ثانیه هنوز تاثیر خود را نشان نداده است. علاوه بر این نتایج نشان می‌دهد در زاویه‌ی خاص نزدیک به مجرای

در لحظات ابتدایی مقداری از حرارت تولیدی ناشی از اتلاف لزجی وارد ژورنال می‌شود ولی با گذشت زمان حرارت ورودی به ژورنال صفر می‌شود در نتیجه تغییر جنس ژورنال در لحظات ابتدایی تاثیر اندکی بر توزیع دمای یاتاقان و شار حرارتی ورودی به یاتاقان دارد ولی با گذشت زمان و رسیدن به حالت پایا شار حرارتی ورودی به یاتاقان صفر می‌شود و در نتیجه همانطور که در دو شکل (۱۱) و شکل (۱۲) نیز مشخص است تغییر جنس ژورنال اثری بر توزیع دمای سطح داخل یاتاقان و شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ نداشته است.



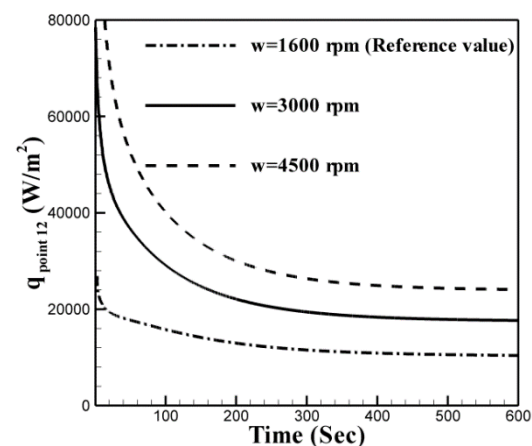
شکل ۱۱- توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف ژورنال



شکل ۱۲- توزیع دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف ژورنال

شکل (۱۳) و شکل (۱۴) به ترتیب توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف یاتاقان را نشان می‌دهد. جدول ۵ خواص حرارتی مواد مختلف استفاده شده

با توجه به شکل (۹) با افزایش سرعت چرخش ژورنال ماکزیمم دمای سطح داخل یاتاقان افزایش یافته است و در کلیه‌ی زمانها یک رابطه‌ی خطی بین افزایش ماکزیمم دمای سطح داخل یاتاقان با افزایش سرعت چرخش ژورنال برقرار است، که با داده‌های آزمایشگاهی [۱۷] نیز مطابقت دارد. البته با توجه به شکل (۱۰) افزایش سرعت چرخش ژورنال باعث افزایش خطی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در شرایط پایا شده است. این در حالیست که در لحظات ابتدایی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان به شدت تابعی از سرعت چرخش ژورنال می‌باشد و لذا شار حرارتی زیاد می‌تواند در یاتاقان شوک حرارتی ایجاد نماید که البته در عمل با افزایش تدریجی سرعت چرخش از این شوک اجتناب می‌شود.



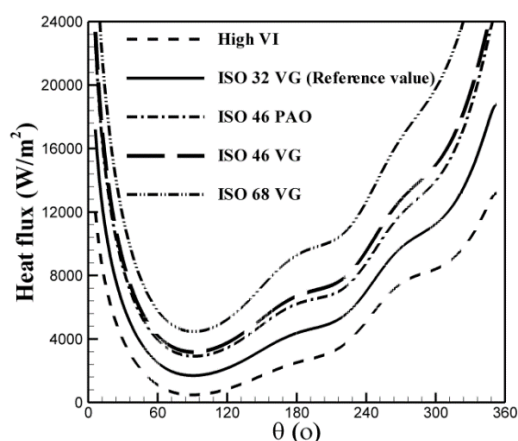
شکل ۱۰- تغییرات زمانی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در نقطه‌ی ۱۲ برای سرعت‌های مختلف چرخش ژورنال شکل (۱۱) و شکل (۱۲) به ترتیب توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف ژورنال را نشان می‌دهد. جدول ۴ خواص حرارتی مواد مختلف استفاده شده برای ژورنال در این بررسی را نشان می‌دهد.

جدول ۴- خواص حرارتی مواد استفاده شده برای ژورنال [۲۴]

نام فلز	چگالی (Kg/m ³)	ظرفیت گرمای ویژه (J/kg.K)	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
فولاد ضد زنگ AISI 316	۸۲۳۸	۴۶۸	۱۳/۴
فولاد کربنی	۷۷۰۰	۴۹۰	۵۰
برنج	۸۸۰۰	۳۸۰	۱۵۱
آلیاژ آلومینیوم	۲۷۷۰	۸۷۵	۱۷۷

بنابراین مطابق با شکل (۱۳) هنگامی که ضریب هدایت حرارتی یاتاقان افزایش یابد مقدار حرارت بیشتری در راستای شعاعی از نقطه مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن توسط یاتاقان به محیط بیرون انتقال می‌یابد. علاوه بر این با توجه به شکل (۱۴) با افزایش ضریب هدایت حرارتی در یاتاقان مقاومت حرارتی یاتاقان در مقابل انتقال حرارت کاهش یافته و اختلاف دمای سطح داخل و خارج کم و نهایتاً باعث می‌شود دمای یاتاقان در تمامی نقاط کاهش یابد.

شکل (۱۵) و شکل (۱۶) به ترتیب توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف روغن را نشان می‌دهد. جدول ۶ خواص حرارتی مواد مختلف استفاده شده برای روغن در این بررسی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۱۵) و شکل (۱۶) مشخص است که با افزایش لزجت روغن شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و دما در تمامی نقاط افزایش یافته‌است. دلیل این موضوع آن است که با افزایش لزجت روغن اتلاف لزجی افزایش می‌یابد و باعث افزایش شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در نتیجه افزایش دمای یاتاقان می‌شود.



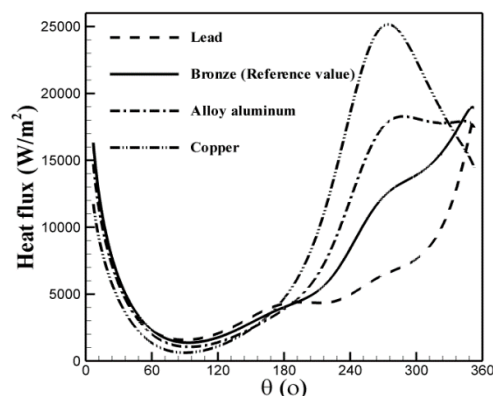
شکل ۱۵- توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف روغن

در انتها با مقایسه‌ی نتایج حاصله می‌توان دریافت که شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان با تغییر سرعت چرخش ژورنال و جنس روغن بیشترین تغییرات را دارد ولی با تغییر جنس ژورنال تغییراتی در مقدار آن به وجود نمی‌آید و تغییر جنس یاتاقان به صورت موضعی بر شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان اثر می‌گذارد.

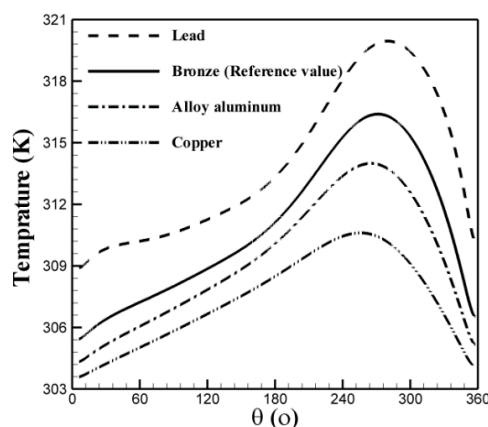
برای یاتاقان در این بررسی را نشان می‌دهد. از آنجایی که اتلاف لزجی در روغن عامل تولید حرارت در یاتاقان می‌باشد لذا اتلاف لزجی تابعی از مختصات محیطی است به طوری که در مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن بیشترین مقدار را دارا است و با دور شدن از مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن مقدار آن کاهش می‌یابد و تغییر جنس یاتاقان اثری در مقدار تولید حرارت بر اثر اتلاف لزجی ندارد.

جدول ۵- خواص حرارتی مواد استفاده شده برای یاتاقان [۲۴]

نام فلز	چگالی (Kg/m ³)	ظرفیت گرمای ویژه (J/kg.K)	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
سرب	۱۱۳۴۰	۱۲۹	۳۵/۳
برنز	۸۹۴۰	۳۸۰	۶۵
آلیاژ آلومینیم	۲۷۷۰	۸۷۵	۱۷۷
مس	۸۹۳۳	۳۸۵	۴۰/۱



شکل ۱۳- توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف یاتاقان

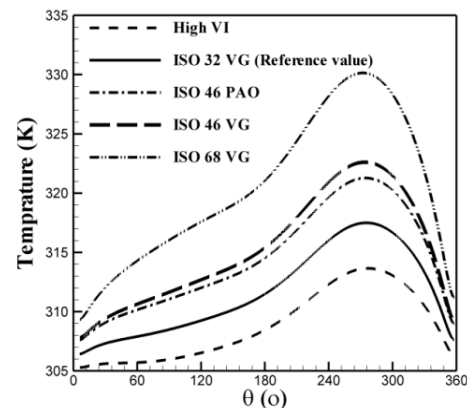


شکل ۱۴- توزیع دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف یاتاقان

جدول ۶- خواص حرارتی روغن‌های استفاده شده برای روانسازی [۱۸]

ISO 68 VG	ISO 46 VG	ISO 46 PAO	ISO 32 VG	High VI	پارامتر
۰/۰۸۲۲۱	۰/۰۵۵۲۱	۰/۰۵۱۲۲	۰/۰۴۰۵	۰/۰۳۱۴۷	لزجت دینامیکی روغن در ۳۰۳ درجه کلونین
۸۶۴/۲	۷۶۸/۸	۸۲۹/۹	۸۷۰	۷۸۴/۴	چگالی
۰/۰۹۷	۰/۱۲۱	۰/۱۳	۰/۱۳	۰/۱۳۵	هدایت حرارتی
۲۰۶۲	۲۰۰۱	۲۱۵۱	۲۰۰۰	۲۱۵۸	ظرفیت حرارتی

است. در این تحقیق علاوه بر محاسبه‌ی توزیع دما در قسمت‌های مختلف، توزیع شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان نیز به دست آورده شد. نتایج نشان می‌دهد که در نقاط نزدیک به ناحیه‌ی ورودی روغن، مقدار شار حرارتی با گذشت زمان روند صعودی داشته و در نقاط دور از آن، شار حرارتی با گذشت زمان کاهش می‌یابد. افزایش سرعت چرخش ژورنال ضمن افزایش تولید حرارت بیشتر باعث افزایش شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و بالا رفتن دمای یاتاقان می‌شود. البته در لحظات اولیه میزان شار حرارتی به شدت با افزایش سرعت زیاد می‌شود. مشخص شد که تغییر جنس ژورنال تاثیری بر روی شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان و دمای یاتاقان ندارد. همچنین افزایش ضریب هدایت حرارتی یاتاقان تاثیری بر میزان حرارت تولیدی ناشی از اتلاف لزجی نمی‌گذارد ولی باعث افزایش شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در نقاط نزدیک به مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن و کاهش شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان در نقاط دور از مینیمم ضخامت لایه‌ی روغن می‌شود. در پایان با مقایسه‌ی نتایج به دست آمده مشخص شد که شار حرارتی ورودی از روغن به یاتاقان با تغییر سرعت چرخش ژورنال و جنس روغن بیشترین تغییرات را خواهد داشت.



شکل ۱۶- توزیع دمای سطح داخل یاتاقان در ثانیه‌ی ۶۰۰ برای جنس‌های مختلف روغن

۷- نتیجه‌گیری

یک مدل ترموهیدرودینامیکی دوبعدی و گذرا برای یک یاتاقان ژورنال استوانه‌ای با تغذیه‌ی فشاری ارائه شد. در این مدل تغییرات لزجت بر حسب دما و زمان لحاظ گردید و همچنین خنک‌سازی یاتاقان بر اثر ورود و خروج سیال روانساز نیز با یک چاه حرارتی جایگزین گردید. علاوه بر این اثر ورودی سیال با اعمال شرط مرزی به نحو مناسب مدل گردید. با مقایسه‌ی نتایج حاصله با داده‌های آزمایشگاهی مشاهده شد که مدل دو بعدی ارائه شده دارای دقت بالایی

مراجع

- [1] R. Budynas, K. Nisbett, Loose Leaf Version for Shigley's Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill: Education, 2012.
- [2] T. Someya, J. Mitsui, J. Esaki, S. Saito, Y. Kanemitsu, T. Iwatsubo, M. Tanaka, S. Hisa, T. Fujikawa, Journal-Bearing Databook, Someya Edition, Springer Science & Business Media, 2013.
- [3] K. Maekawa, T. Obikawa, Y. Yamane, T.H.C. Childs, Mechanical Design, Butterworth-Heinemann, 2003.
- [4] K.Y. Choe, S.Y. On, S.A. Song, J.W. Lim, J.I. You, S.S. Kim, "Study of the Endurance Performance of Composite Journal Bearings under the Oil Cut Situation", Composite Structures, Vol. 134, 2015, pp. 772-781.
- [5] M.P. Boyce, Gas turbine Engineering Handbook, Elsevier, 2011.

- [6] B.R. Kucinschi, M. Fillon, J. Fre, M.D. Pascovici, "A Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Steadily Loaded Plain Journal Bearings Using Finite Element Method Analysis", *Journal of tribology*, Vol. 122, No. 1, 2000, pp. 219–226.
- [7] M. Khonsari, S. Wang, "Notes on Transient THD Effects in a Lubricating Film", *Tribology Transactions*. Vol. 35, No. 1, 1992, pp. 177–183.
- [8] P. Monmousseau, M. Fillon, J. Frene, "Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Tilting-Pad Journal Bearings—Comparison between Experimental Data and Theoretical Results", *Journal of Tribology*, Vol. 119, No. 3, 1997, pp. 401–407.
- [9] R. Boncompain, M. Fillon, J. Frene, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings", *Journal of Tribology*, Vol. 108, No. 2, 1986, pp. 219–224.
- [10] X.L. Wang, K.Q. Zhu, S.Z. Wen, "Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings Lubricated with Couple Stress Fluids", *Tribology International*, Vol. 34, No. 5, 2001, pp. 335–343.
- [11] Y.L. FU, Z.H.U. Jun, "A Transient Thermohydrodynamics Study of Plain Journal Bearings Using Newton–Raphson Method Analysis", *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 16, No. 4, 2003, pp. 233–240.
- [12] B. Maneshian, S.A. Gandjalikhan Nassab, "Thermohydrodynamic Characteristics of Journal Bearings Running Under Turbulent Condition", *IJE Trans. A*, Vol. 22, No. 2, 2009, pp. 181–194.
- [13] P. Vats, B.C. Sharma, S. Sharma, "Heat Transfer through Journal Bearing: A Case Study", *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology eISSN*, Vol. 3, No. 10, 2014, pp. 216–221.
- [14] K.R. Kadam, S.S. Banwait, S.C. Laroia, "The Influence of Modified Viscosity-Temperature Equation on Thermohydrodynamic Analysis of Plain Journal Bearing", *American Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 2, No. 6, 2014, pp. 169–177.
- [15] R. Antunović, A. Halep, M.M. Bučko, S.R. Perić, "The Mathematical Model for Temperature Change of a Journal Bearing" *THERMAL SCIENCE International Scientific Journal*, Vol. 22, No. 1, 2018, pp. 323–333.
- [16] M. Pascovici, "Experimental Study of the Influence of Heat Transfer on the Temperature Distribution in a Lubricant Film", *Wear*, Vol. 29, No. 1, 1974, pp. 59–67.
- [17] B. Kucinschi, M. Fillon, "An Experimental Study of Transient Thermal Effects in a Plain Journal Bearing", *Journal of tribology*, Vol. 121, No. 2, 1999, pp. 327–332.
- [18] G. Stachowiak, A.W. Batchelor, *Engineering Tribology*, Second edition, Butterworth-Heinemann, 2013.
- [19] W.J. Bartz, R. Bassani, B. Briscoe, H. Czichos, K. Friedrich, N. Gane, *Tribology Series*, Elsevier Scientific Publishing Company, 1978.
- [20] K.C. Ludema, *Friction, Wear, Lubrication: a Textbook in Tribology*, CRC press, 1996.
- [21] C. Ettles, H. Heshmat, K. Brockwell, K. "Elapsed Time for the Decay of Thermal Transients in Fluid Film Bearing Assemblies", *Tribology Series*, Vol. 14, 1989, pp. 229–235.
- [22] F.A. Martin, "Oil Flow in Plain Steadily Loaded Journal Bearings: Realistic Predictions Using Rapid Techniques", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol. 212, No. 6, 1998, pp. 413–425.
- [23] A. Chauhan, "Circular Bearing Performance Parameters with Isothermal and Thermo-Hydrodynamic Approach Using Computational Fluid Dynamics", *International Journal of Research in Advent Technology*, Vol. 2, No. 7, 2014, pp. 46–52.
- [24] T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2011.