

بررسی اثر اینرسی سیال بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال

سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب

استادیار

بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان

چکیده

در این مقاله، اثر اینرسی جریان روغن، بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقانهای ژورنال بررسی و تحلیل شده است. اهمیت زیاد این موضوع، در علم روغن کاری از آن روست که در بسیاری از مطالعات پیشین، برای آنالیز یاتاقانهای ژورنال، با استفاده از ساده سازی‌های فراوانی که یکی از مهمترین آنها صرف نظر از اینرسی جریان است، نتایج متعددی به دست آمده است. در مطالعه حاضر تلاش شده است که با حذف بسیاری از فرضیات ساده کننده و با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی از طریق حل دقیق معادلات حاکم به نتایج دقیق تری برسیم و تأثیر اینرسی سیال بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقانهای ژورنال دقیقاً مورد مطالعه قرار گیرد. یاتاقان ژورنال مورد مطالعه، دارای طول محدود است و در شرایط جریان آرام، دائمی و غیر قابل تراکم کار می‌کند. در این راستا حل عددی و همزمان معادلات پیوستگی، ناویر-استوکس و انرژی برای جریان روغن و معادلات هدایت حرارتی برای بوش و محور در دو حالت مختلف، با و بدون در نظر داشتن جملات اینرسی به دست آمده است. برای بررسی صحت روش بکار گرفته، نتایج عددی به دست آمده با نتایج تجربی محققین دیگر مقایسه و انطباق قابل قبولی مشاهده شده است.

کلمات کلیدی

اثر اینرسی - ترموهیدرودینامیک - یاتاقان ژورنال.

Effect of Inertia on the Thermohydrodynamic Characteristics of Journal Bearings

S. A. Gandjalikhan Nassab

Assistant Professor

Department of Mechanical Engineering,
Shahid Bahonar University of Kerman

Abstract

In this paper, the effect of lubricant inertia on the thermohydrodynamic (THD) behavior of journal bearings is studied. Many researchers have analyzed the inertia effect on lubricant flow in bearings using different simplifying assumptions. The purpose of this study is to eliminate most of those assumptions, using computational fluid dynamics (CFD) techniques to solve the exact governing equations. The bearing has a finite length and operates under incompressible laminar flow and steady conditions. Numerical solutions of the full three-dimensional Navier-Stokes equations with and without inertia terms, coupled with the energy equation in the lubricant flow and the heat conduction equations in the bearing and the shaft are obtained. Cavitation effects are also considered using an appropriate three-dimensional cavitation model. In order to study the effect fluid inertia under several different conditions, solutions are obtained for different values of the eccentricity and radial clearance and also for different values of the rotational speed of the shaft. To validate the computational results, comparison with the experimental data of other

Keywords

Inertia effect, Thermohydrodynamics, Journal Bearings

مقدمه

امروزه دنیای صنعت به سمتی می‌رود که دستگاه‌هایی با ابعاد کوچکتر، سرعت بالاتر و با بهره‌وری بالا طراحی شوند. در این راستا طراحی یاتاقان‌های ژورنال در ساختمان داخلی دستگاه‌های مکانیکی اهمیت بسیاری دارد. برای همین شناسایی رفتار ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال از ملزومات طراحی بهینه‌ی این نوع دستگاه‌هاست. یکی از معادلات بسیار مهمی که تا به حال توسط بسیاری از محققین استفاده شده و با حل آن توزیع فشار جریان آرام روغن در یاتاقان‌ها به دست آمده است، معادله‌ی رینولدز (Reynolds equation) می‌باشد که با افزودن فرضیات ساده‌کننده‌ای از معادله‌ی ممنتم ناشی می‌شود. یکی از مهمترین فرضیات در این زمینه صرف‌نظر از ترم اینرسی سیال است. بدیهی است که در شرایط داشتن عدد رینولدز پایین (در مرتبه‌ی ۱)، معادله‌ی رینولدز از دقت مناسبی برخوردار است. از سوی دیگر، برای یاتاقان‌هایی با ابعاد و شرایط کارکرد معمولی مقدار عدد رینولدز بحرانی (critical Reynolds number) حدود ۱۰۰۰ است. پس در یک محدوده‌ی نسبتاً وسیع از عدد رینولدز، در عین داشتن جریان آرام، ممکن است حل معادله به جواب‌های قابل قبول منجر نگردد. در مطالعه‌ی حاضر، سعی بر آن است که تأثیر اینرسی سیال بر مشخصه‌های ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال بطور دقیق بررسی شود.

این موضوع تا به حال توسط بسیاری از محققین مورد مطالعه قرار گرفته است [۱-۳]. در بیشتر این تحقیقات، از ساده‌سازی‌هایی مثل فرض یاتاقان طویل (آنالیز دو بعدی)، صرف‌نظر از ترم اتلاف حرارتی و فرض ویسکوزیته‌ی ثابت (آنالیز هیدرودینامیکی)، در نظر نگرفتن انحنای جریان، استفاده از محورمختصات قطبی بعنوان فضای محاسباتی و فرضیاتی از این قبیل استفاده شده است. در سال ۱۹۸۲، Hinton و Robert [۴] به روش تجربی دریافتند که در شرایط بار کم، اثرات اینرسی بر مشخصه‌های هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال قابل ملاحظه است. اثر اینرسی جریان و اتلاف حرارتی در یاتاقان‌های ژورنال توسط Szeri و Kim [۵] در سال ۱۹۹۷ بررسی شد و نتیجه کار، این که اینرسی سیال، اثر قابل ملاحظه‌ای بر روی بار یاتاقان ندارد، اما میزان پایداری جریان را به طور چشمگیری تحت تأثیر قرار می‌دهد. در همان سال، گنجعلیخان نسب و معیری [۶] اثر اینرسی جریان بر مشخصات هیدرودینامیکی یاتاقان‌های طویل را از طریق تحلیل دو بعدی و با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. نتیجه‌ی کار چنین گزارش بود که در شرایط داشتن عدد رینولدز پایین به‌مراه نسبت لقی کم و مقدار خارج از مرکزیت زیاد، اثر اینرسی بر مراتب کاهش می‌یابد و در بسیاری موارد قابل چشم‌پوشی است.

در این مقاله تلاش شده است که با حل دقیق معادلات حاکم با به کارگیری روش دینامیک سیالات محاسباتی، تحلیل ترموهیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال در دو حالت: و بدون با در نظر گرفتن ترم‌های اینرسی اجرا شود. بدیهی است با مقایسه‌ی نتایج به دست آمده می‌توان به تأثیر اینرسی جریان بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال پی برد. در این راستا معادلات پیوستگی، ممنتم و انرژی برای جریان روغن و معادلات هدایت حرارتی برای نواحی داخل بوش و محور حل شده‌اند؛ بدین ترتیب که برای افزایش دقت کار، با در نظر گرفتن سیستم مختصات محاسباتی و منطبق بر مرز و از طریق توابع تبدیل مورد استفاده، معادلات حاکم به صفحه‌ی محاسباتی منتقل و شکل اختلاف محدود معادلات انتقال یافته توسط الگوریتم سیمپل (SIMPLE) حل عددی می‌شود. در این مطالعه برای آنالیز جریان در ناحیه خللازی (cavitation) از یک مدل سه بعدی که معیری و گنجعلیخان نسب [۷] ارائه کرده‌اند، کمک گرفته شده است.

۱- معادلات حاکم

معادلات حاکم که در شرایط جریان آرام، دائمی، غیر قابل تراکم و سه بعدی در نظر گرفته شده‌اند شامل معادلات پیوستگی، ممنتم و انرژی برای جریان روغن و معادلات هدایت حرارتی برای بوش و محور بوده که فرم بدون بعد این معادلات

در سیستم مختصات کارتزین مطابق شکل (۱) بصورت زیر است:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left(u^{*2} - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial y^*} (u^* v^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial u^*}{\partial y^*}) + \frac{\partial}{\partial z^*} (u^* w^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial u^*}{\partial z^*}) = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} (u^* v^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial v^*}{\partial x^*}) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^{*2} - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial v^*}{\partial y^*}) + \frac{\partial}{\partial z^*} (v^* w^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial v^*}{\partial z^*}) = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} (u^* w^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial w^*}{\partial x^*}) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* w^* - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial w^*}{\partial y^*}) + \frac{\partial}{\partial z^*} (w^{*2} - \frac{\mu^*}{Re} \frac{\partial w^*}{\partial z^*}) = -\frac{\partial p^*}{\partial z^*} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} (u^* T^* - \frac{1}{Pe} \frac{\partial T^*}{\partial x^*}) + \frac{\partial}{\partial y^*} (v^* T^* - \frac{1}{Pe} \frac{\partial T^*}{\partial y^*}) + \frac{\partial}{\partial z^*} (w^* T^* - \frac{1}{Pe} \frac{\partial T^*}{\partial z^*}) = \mu^* \phi^* \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\partial T_B^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\frac{\partial T_B^*}{\partial y^*} \right) + \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\partial T_B^*}{\partial z^*} \right) = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\partial T_s^*}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial y^*} \left(\frac{\partial T_s^*}{\partial y^*} \right) + \frac{\partial}{\partial z^*} \left(\frac{\partial T_s^*}{\partial z^*} \right) = 0 \quad (7)$$

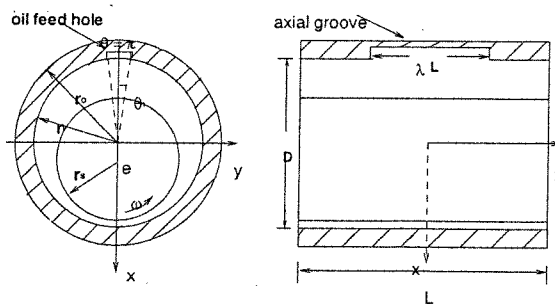
که در این معادلات

$$\phi^* = \frac{c}{r_s} \left[2 \left(\frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v^*}{\partial y^*} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right)^2 + \left(\frac{\partial u^*}{\partial y^*} + \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \right)^2 + \left(\frac{\partial v^*}{\partial z^*} + \frac{\partial w^*}{\partial y^*} \right)^2 + \left(\frac{\partial w^*}{\partial x^*} + \frac{\partial u^*}{\partial z^*} \right)^2 \right] \quad (8)$$

و پارامترهای بدون بعدی که در معادلات (۱) تا (۷) بکار برده شده‌اند به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$x^* = \frac{x}{c}, \quad y^* = \frac{y}{c}, \quad z^* = \frac{z}{c}, \quad u^* = \frac{u}{\bar{V}}, \quad v^* = \frac{v}{\bar{V}}, \quad w^* = \frac{w}{\bar{V}}, \quad \mu^* = \frac{\mu}{\mu_1}, \quad p^* = \frac{p}{\rho \bar{V}^2}, \quad Re = \frac{\rho \bar{V} c}{\mu_1} \quad (9)$$

$$Pe = \frac{\bar{V} c}{\alpha}, \quad T^* = \frac{\rho c_p}{\mu_1 \omega} \left(\frac{c}{r_s} \right)^2 T \quad (10)$$



شکل (۱): نمایش شکل هندسی یاتاقان ژورنال.

بدیهی است در مواردی که از اثر اینرسی سیال صرف نظر می‌شود، ترم‌های اینرسی از معادلات (۲)، (۳) و (۴) حذف می‌شوند.

با توجه به وجود اتلاف حرارتی، ویسکوزیته‌ی روغن در میدان جریان، ثابت نیست؛ به گونه‌ای که برای تعیین ویسکوزیته‌ی سیال به عنوان تابعی از درجه‌ی حرارت، از رابطه‌ی نمایی زیر که در بسیاری از روغن‌ها مناسب است استفاده شده است.

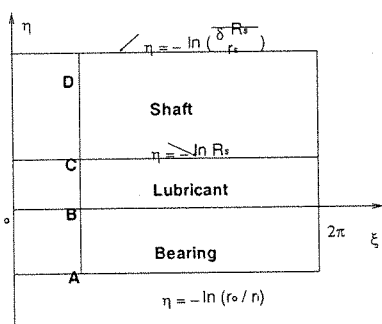
$$\mu = \mu_i e^{-\beta (T - T_i)} \quad (11)$$

در این رابطه β ضریب دما-ویسکوزیته و T_i درجه حرارت روغن ورودی است.

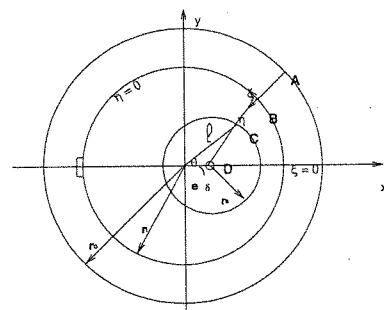
به دلیل هندسه‌ی نسبتاً پیچیده‌ی مسئله مورد نظر در صفحه‌ی (x, y) ، ناحیه‌ی فیزیکی در هر مقطع محوری با استفاده از نگاشت همدیس و با به کارگیری توابع تحلیلی مناسب به ناحیه‌ی محاسباتی (ξ, η) که بصورت یک مربع مستطیل ساده است، تبدیل شده است. این کار به طور جداگانه برای سه ناحیه بوش، محور و ناحیه جریان سیال اجرا می‌شود. در شکل (۲) نمایی را از صفحه‌ی فیزیکی و صفحه‌ی محاسباتی می‌بیند. یادآور می‌شود که جزئیات چگونگی این تبدیل و معرفی توابع تبدیل به کار رفته شده به تفصیل در ضمیمه آمده است. با استفاده از این توابع تبدیل، ارتباط بین محورهای مختصات محاسباتی و فیزیکی به دست آمده و در پی آن شکل انتقال یافته‌ی معادلات در صفحه‌ی محاسباتی حاصل می‌شود. آن گاه شکل تفاوت‌های محدود معادلات ترموهیدرودینامیکی انتقال یافته با انتگرال گیری از آنها روی حجم‌های کنترل به دست آمده و با استفاده از روش شناخته شده‌ی سیمپل حل عددی شده اند [۷].

در راستای حل عددی معادلات حاکم، از شرایط مرزی زیر استفاده شده است:

- ۱- شرط عدم لغزش بر روی مرز جریان و این که سرعت جریان در شیار ورودی روغن مقدار معلومی است که با استفاده از پیوستگی جریان و به روش تکراری در طول محاسبات تصحیح می‌شود. همچنین فشار سیال در شیار ورودی روغن، معادل فشار ورودی (supply pressure) و در دهانه‌ی خروجی یا تاقان، معادل فشار محیط اطراف است.
- ۲- درباره‌ی معادله‌ی انرژی و تعیین توزیع دما، شرط انتقال حرارت جا به جایی در سطح خارجی بوش با محیط اطراف و در نواحی مرزی بین جریان سیال و سطوح جامد (سطح محور و سطح داخلی بوش) شرط هم‌دما بودن دو محیط و پیوستگی شار حرارتی در مرز مشترک لحاظ شده است.



(ب) صفحه‌ی محاسباتی

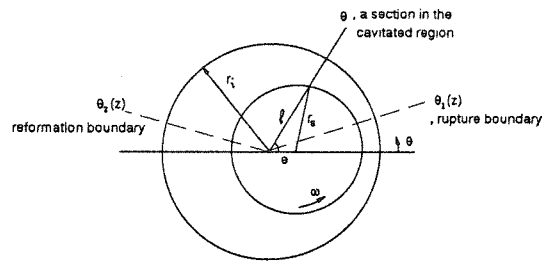


(الف) صفحه‌ی فیزیکی

شکل (۲): نمایی از صفحات فیزیکی و محاسباتی.

۲- مدل خللازی

در طی حل عددی معادلات که به روش تکرار (iterative) صورت گرفته است، هنگامی که مقدار فشار محاسبه شده در هر نقطه‌ی محاسباتی (ξ_i, η_k, Z_m) از مقدار فشار خللازی (cavitation pressure) کم‌تر شود، تمامی مقطع خللازی در هر مقطع محوری و در هر تکرار مشخص می‌شود. بدیهی است که در ناحیه‌ی خللازی، مخلوطی از جریان مایع به همراه گازهای حل نشده وجود دارد و برای فرموله کردن مدل خللازی در کار حاضر، سیال معادل و همگنی که خواص آن تابعی از جز کسری مایع و گاز در آن ناحیه است، جایگزین می‌شود. در این راستا جز کسری مایع و گاز با استفاده از ملاحظات پیوستگی جریان محاسبه شده است.



شکل (۳): مرزهای ناحیه خللازایی در هر مقطع محوری Z.

بنابراین با در نظر داشتن خواص معادل، برای سیال جایگزینی در ناحیه خللازایی، تمامی معادلات حاکم که شامل معادله پیوستگی، ممنتم و انرژی است، در تمامی میدان جریان و در هر تکرار حل می‌شوند و از آنجایی که حل معادله‌ی ممنتم در ناحیه‌ی خللازایی منجر به محاسبه‌ی مقادیر فشار کمتر از فشار خللازایی می‌شود، فشار سیال در آن ناحیه، برابر با فشار خللازایی که نزدیک به فشار محیط (atmospheric pressure) است قرار داده می‌شود [۷].

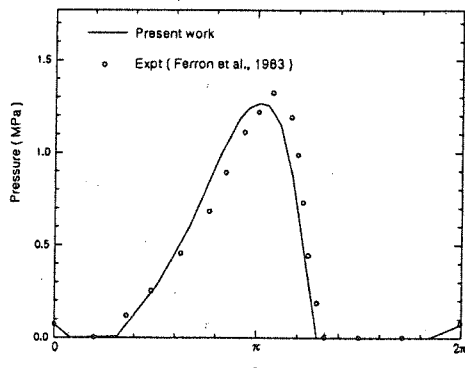
۳- بررسی صحت نتایج

نخست، برای بررسی صحت نتایج به دست آمده، درباره‌ی یک یاتاقان آزمایشی که مشخصات کامل آن در مرجع [۸] ذکر شده، شبیه‌سازی صورت گرفته است و نتایج به دست آمده، با نتایج نظری و همچنین با نتایج تجربی که توسط دیگر محققین گزارش شده مقایسه شده است [۹].

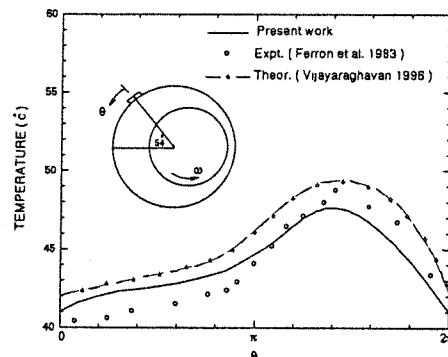
توزیع دمای محاسبه شده، روی سطح داخلی بوش در صفحه‌ی میانی (mid-plane) بر حسب زاویه‌ی محیطی θ در شکل شماره‌ی ۴ نشان داده شده و با نتایج تجربی و نتایج نظری دیگر محققین مقایسه شده است. می‌بینید که درجه‌ی حرارت سطح داخلی بوش از محل ورودی روغن در جهت محیطی رشد صعودی دارد؛ به گونه‌ای که بیشترین مقدار درجه‌ی حرارت در نزدیکی کمترین ضخامت فیلم روغن و کمی قبل از آن واقع است. به هر حال تطابق نتایج به دست آمده و نتایج تجربی رضایت بخش است. توزیع فشار روغن روی سطح محور نیز در شکل شماره (۵) نمایش داده شده است. همان طور که در شکل، مشخص است فشار هیدرودینامیکی تولید شده، در نزدیکی کمترین ضخامت فیلم روغن بیشترین مقدار را دارد و در ناحیه‌ی خللازایی فشار سیال ثابت و معادل فشار خللازایی روغن است. در این مورد نیز انطباق قابل قبولی با نتایج تجربی دیده می‌شود.

۴- نتایج عددی

با استفاده از روش عددی ارائه شده می‌توان مشخصه‌های ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال را با در نظر گرفتن اثرات اینرسی جریان و همین طور بدون لحاظ کردن آنها به دست آورد. یاتاقان‌هایی که مورد شبیه‌سازی و محاسبات قرار گرفته‌اند، دارای یک شیار ورودی محوری (axial groove) اند که در محل بیشترین ضخامت فیلم روغن واقع است. مشخصات کامل این یاتاقان‌ها به همراه مشخصات روغن به کار رفته در جدول (۱) آمده است.



شکل (۵): توزیع فشار روی سطح محور در صفحه‌ی میانی.



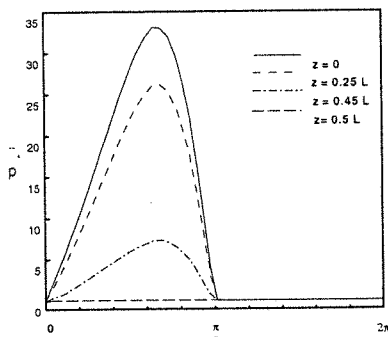
شکل (۴): توزیع درجه حرارت روی سطح داخلی بوش در صفحه‌ی میانی.

۱-۴ - آنالیز ترموهیدرودینامیکی

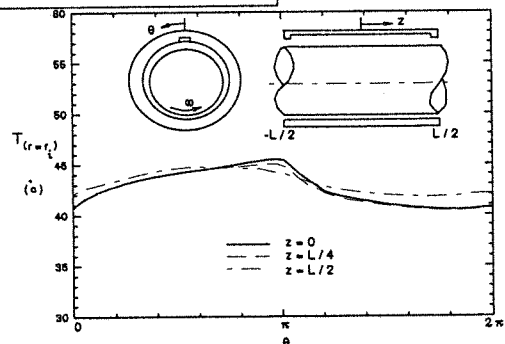
برای مثال و به منظور نمایش رفتار ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال، محاسبات مربوط با در نظر داشتن اثرات اینرسی جریان و درباره‌ی یاتاقانی که مشخصات آن در جدول (۱) ذکر شده، اجرا شده است. شکل‌های (۶) و (۷) به ترتیب نشان دهنده‌ی توزیع درجه‌ی حرارت سطح داخلی بوش و توزیع فشار میانگین روغن در مقاطع مختلف محوری و بر حسب زاویه‌ی محیطی θ هستند. مشخص است که محل وقوع بیشترین درجه‌ی حرارت و بیشترین فشار هیدرودینامیکی تولید شده در نزدیکی کمترین ضخامت فیلم روغن است؛ به گونه‌ای که با پیش‌روی در جهت محوری، مقادیر این پارامترها کم می‌شود. همچنین با دیدن شکل (۶) می‌توان شاهد افت درجه‌ی حرارت در ناحیه‌ی خللازی بود که این، به دلیل وجود حباب‌های گاز در جریان روغن و در پی آن کاهش شدت اتلاف انرژی حرارتی (viscous dissipation) در این ناحیه است.

جدول (۱): مشخصات یاتاقان‌ها و روغن.

پارامتر	واحد	مقدار به کار رفته در محاسبات
L/D	—	0.7
r_s	m	0.05
c/r_s	—	0.001-0.004
r_o	m	0.09
ε	—	0.1-0.8
λ	—	0.857
θ_i	deg.	14.4
φ	deg.	40-90
N	r.p.m.	1000-5000
w	N	200-32000
T_i	$^{\circ}\text{C}$	40.0
p_i	kPa	100.0
T_a	$^{\circ}\text{C}$	22.0
μ_l at 40°C	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$	0.0192
β	$1/^{\circ}\text{C}$	0.032
ρ_l	kg/m^3	860.0
c_{p_l}	$\text{J}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}$	1970.0
k_l	$\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	0.135
k_s	$\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	50.0
k_B	$\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	50.0
h_B	$\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$	80.0



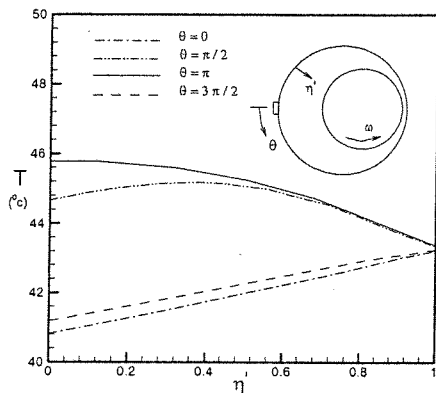
شکل (۷): توزیع فشار روی سطح محور در مقاطع مختلف محوری. $c/r_s = 0.001, Re = 20, \varepsilon = 0.3$



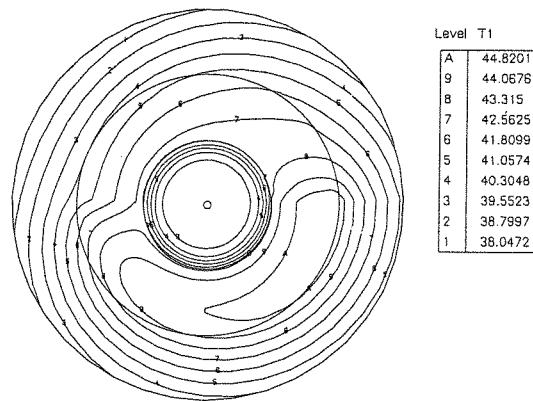
شکل (۶): توزیع درجه‌ی حرارت روی سطح داخلی بوش در مقاطع مختلف محوری. $c/r_s = 0.001, Re = 20, \varepsilon = 0.3$

در شکل (۸) خطوط دما ثابت در ناحیه جریان روغن، بوش و محور رسم شده است. این شکل نشان می‌دهد که عبور جریان از ناحیه همگرا باعث افزایش درجه حرارت می‌شود و سپس گذر جریان از ناحیه واگرا افت دما را به همراه دارد. چگونگی شکل خطوط دما ثابت در نزدیکی سطح محور نشان دهنده‌ی آن است که این عضو به صورت یک المان با دمای سطح ثابت عمل می‌کند. ذکر این نکته ضروری است که در بسیاری از مطالعات قبلی، برای آنالیز ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال بدون حل معادله‌ی هدایت حرارتی در ناحیه‌ی داخل محور، دمای سطح محور را ثابت و به صورت تقریبی معادل میانگین درجه‌ی حرارت سطح داخلی بوش در نظر گرفته می‌شد که نتایج حاضر تا حدی مؤید صحت این فرض است.

نکته دیگری که در شکل شماره‌ی ۸ مشهود است این که در ناحیه‌ی بیشترین دما (در نزدیکی کمترین ضخامت فیلم روغن) خطوط دما ثابت تقریباً بر سطح داخلی بوش عمود هستند. به همین دلیل در این ناحیه انتقال حرارت بین جریان و سطح بوش شدت بسیار کمی دارد. علت این پدیده آن است که در ناحیه‌ی مذکور درجه‌ی حرارت سطح داخلی بوش از دمای جریان روغن بیشتر است. برای وضوح بیشتر و آگاهی از چگونگی توزیع درجه‌ی حرارت در ضخامت فیلم روغن می‌توان به شکل (۹) توجه کرد.



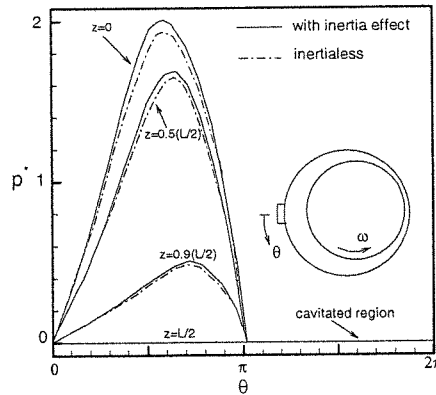
شکل (۹): توزیع دما در جهت ضخامت فیلم روغن در مقاطع محیطی مختلف و در صفحه میانی
 $c/r_s = 0.001, Re = 20, \varepsilon = 0.3$



شکل (۸): خطوط دما ثابت در داخل بوش، میدان جریان و محور در صفحه میانی یاتاقان
 $c/r_s = 0.001, Re = 20, \varepsilon = 0.3$

۲-۴- بررسی اثر اینرسی

نتایج ارائه شده در این قسمت، نشان دهنده‌ی میزان تأثیر اینرسی جریان بر مشخصه‌های ترموهیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال است. توزیع فشار در سطح محور چرخان در چند مقطع محوری مختلف در شکل شماره‌ی (۱۰) رسم شده است. این شکل شامل نتایج به دست آمده در دو حالت (با و بدون در نظر گرفتن اثرات اینرسی) است. با توجه به شکل می‌توان دریافت که اثر اینرسی در جهت افزایش فشار سیال است؛ به نحوی که با مقایسه‌ی منحنی‌های به دست آمده در مقاطع محوری مختلف، بیشترین اثر اینرسی در صفحه‌ی میانی ($z = 0$) دیده می‌شود. توجه شود که در محاسبات مربوط به شکل (۱۰)، سرعت دورانی محور برابر با ۱۰۰۰ r.p.m است که عدد رینولدز معادل ۴۷ را به دست می‌دهد که در این محدوده رینولدز نه چندان زیاد، خطایی در حدود ۵ درصد در محاسبه‌ی بیشترین فشار روغن رخ داده است. بدیهی است که با افزایش عدد رینولدز جریان خطای ناشی از در نظر نگرفتن اینرسی جریان بیشتر خواهد شد.



شکل (۱۰): تاثیر اینرسی بر توزیع فشار $c/r_s = 0.004, Re = 47, \varepsilon = 0.3$

با داشتن توزیع فشار روغن و انتگرال گیری از آن روی سطح محور می توان بار یاتاقان W (Bearing load) و زاویه آن φ (attitude angle) را محاسبه کرد. شکل های (۱۱) نشان دهنده تغییرات بار یاتاقان بر حسب عدد رینولدز و در مقادیر مختلف میزان خارج از مرکزیت بوده و تاثیر اینرسی سیال نیز می توان با مقایسه ی خطوط ممتد و منقطع قابل بررسی است. دیده می شود که با افزایش عدد رینولدز در پی ازدیاد سرعت دورانی محور، مقدار ظرفیت بار یاتاقان افزایش می یابد؛ به گونه ای که شدت این افزایش در شرایط نسبت لقی کم و مقدار خارج از مرکزیت بالا چشمگیرتر می باشد.

درباره ی نقش اینرسی، این نکته قابل ذکر است که تاثیر اینرسی جریان در حالت بار سبک (Low Load) بیشتر است و این تاثیر در شرایط کاری رینولدز بالا و نسبت لقی زیاد شدت بیشتری خواهد داشت.

در کار حاضر تاثیر اینرسی جریان بر رفتار حرارتی یاتاقان های ژورنال نیز مطالعه شده است. برای این کار، بیشترین درجه ی حرارت سطح داخلی بوش به ازای سرعت های دورانی مختلف و مقادیر خارج از مرکزیت متفاوت محاسبه و به صورت منحنی های رسم شده در شکل (۱۲) ارائه شده است. یادآور می شود که بیشترین درجه ی حرارت سطح داخلی بوش یکی از پارامترهای مهم طراحی در یاتاقان های ژورنال است. شکل (۱۲) نشان می دهد که تحت شرایط بار زیاد و سرعت دورانی بالا، دمای کارکرد یاتاقان ها افزایش می یابد. همچنین دیده می شود که تاثیر اینرسی جریان بر میدان دمای محاسبه شده کم بوده به نحوی که بیشترین خطای ایجاد شده به واسطه ی صرف نظر از ترم اینرسی در محاسبات مربوط به شکل (۱۲) کمتر از ۲ درصد است؛ ولی به هر حال مقدار این خطا با افزایش عدد رینولدز جریان، زیاد می شود.

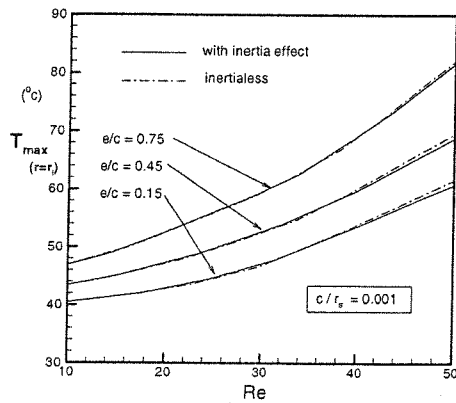
در پایان تاثیر اینرسی جریان بر محاسبه ی زاویه بار یاتاقان بررسی شده است. در شکل (۱۳) نحوه ی تغییرات زاویه ی بار یاتاقان بر حسب عدد رینولدز و به ازای دو مقدار مختلف بار ۵ kN و ۸ kN رسم شده است. با توجه به شکل، افزایش زاویه φ با زیاد شدن عدد رینولدز مشهود است. همچنین می توان دریافت که در حالت رینولدز ثابت (سرعت دورانی ثابت)، کاهش مقدار بار یاتاقان منجر به ازدیاد زاویه φ می شود. درباره ی تاثیر اینرسی می توان گفت که اینرسی جریان در جهت افزایش زاویه φ عمل می کند و تاثیر آن در یاتاقان هایی با شرایط کارکرد بار کم و سرعت دورانی بالا، قابل ملاحظه است. این رفتار یاتاقان ها در آزمایش های دو تن از محققین به نام های Frene و Godet [۱۰] در سال ۱۹۷۵ به اثبات رسیده است.

۵- نتیجه گیری

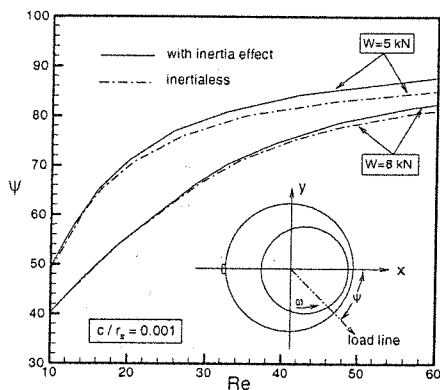
در این مطالعه با تنظیم یک برنامه ی رایانه ای و با حل عددی معادلات حاکم، تاثیر اینرسی سیال بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقان های ژورنال بررسی شده است. یاتاقان مورد نظر دارای طول محدود است و در شرایط جریان دائم، غیر قابل تراکم و آرام کار می کند. نتایج به دست آمده را می توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- ۱- تاثیر اینرسی جریان در جهت افزایش فشار روغن و در پی آن ازدیاد ظرفیت بار یاتاقان است و شدت اثر اینرسی افزون بر این که بستگی به بزرگی عدد رینولدز دارد به نسبت لقی و میزان خارج از مرکزیت نیز وابسته است.
- ۲- میزان تاثیر پذیری میدان دما در مقابل اثرات اینرسی به مراتب کمتر از میدان فشار است.

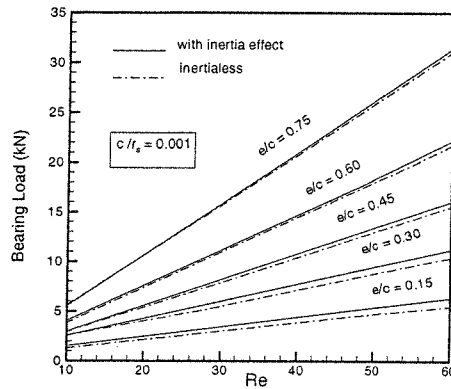
۳- اثر اینرسی جریان بر مشخصات ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال، حتی در محدوده‌ی رینولدز پایین (در مرتبه ۱۰) می‌تواند قابل ملاحظه باشد، به شرط اینکه یاتاقان مورد نظر در شرایط بار کم، سرعت دورانی بالا و نسبت لقی زیاد کار کند. معمولاً کارکرد یاتاقان‌ها در این شرایط کاربرد صنعتی زیادی ندارد، به هر حال در این حالت نتایج حاصل از نظریه روغن کاری رینولدز دقیق نخواهد بود.



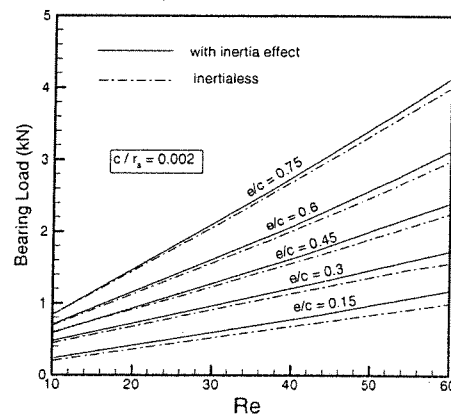
شکل (۱۲): تغییرات بیشترین دمای سطح داخلی بوش بر حسب عدد رینولدز به ازای سه مقدار مختلف خارج از مرکزیت.



شکل (۱۳): تغییرات زاویه‌ی بار یاتاقان بر حسب عدد رینولدز در حالت بار ثابت.



الف - $c/r_s = 0.001$



ب - $c/r_s = 0.002$

شکل (۱۱): تغییرات بار یاتاقان بر حسب عدد رینولدز و در مقادیر مختلف میزان خارج از مرکزیت در دو حالت نسبت لقی متفاوت.

فهرست علائم

فشار روغن ورودی	P_i	c	لقی شعاعی
نسبت خارج از مرکزیت e/c	ϵ	e	خارج از مرکزیت
شعاع محور	r_s	C_p	ظرفیت حرارتی
مختصات در فضای محاسباتی (ξ, η, z)		h_B	ضریب انتقال حرارت جا به جایی
شعاع داخلی بوش	r_i	D	قطر یاتاقان
ویسکوزیته	μ	J	ژاکوبین تبدیل
شعاع خارجی بوش	r_o	k	ضریب انتقال حرارت هدایتی
ویسکوزیته‌ی روغن ورودی	μ_i	L	طول یاتاقان
عدد رینولدز	Re	α	ضریب نفوذ حرارتی
زاویه‌ی محیطی در جهت چرخش محور	θ	p	فشار
		β	ضریب وابستگی ویسکوزیته به دما

	ϕ	درجه‌ی حرارت	T
اتلاف حرارتی		نصف زاویه‌ی محیطی شیار ورودی	θ_i
مختصات در فضای فیزیکی	(X,Y,Z)	مولفه‌های سرعت در جهات X، Y و Z	(u,v,w)
زاویه‌ی بار یاتاقان	φ	نسبت طول شیار ورودی به طول محور	λ
صفحه‌ی فیزیکی	Z	سرعت خطی محور	\bar{v}
سرعت زاویه‌ی ای محور	ω	دانسیته	ρ
فاصله‌ی بسیار کوچک تا مرکز محور	δ	بار یاتاقان	W

زیر نویس‌های ℓ ، s و B به ترتیب نشان‌دهنده‌ی روغن، محور و بوش است و بالا نویس‌های $*$ ، $'$ و $''$ مربوط به متغیرهای بدون بُعد و محورهای محاسباتی مختصات منطبق بر مرز در نواحی بوش و محور هستند.

ضمیمه

میدان جریان در هر مقطع محوری (ناحیه‌ی بین دو دایره غیر هم مرکز) توسط تابع تحلیلی زیر به ناحیه‌ی مستطیل شکلی به عنوان ناحیه‌ی محاسباتی منتقل می‌شود:

$$\zeta = \xi + i\eta = -i \ln[(ar_i - Z)/(aZ - r_i)] \quad (A-1)$$

به گونه‌ای که محدوده‌ی تغییرات ξ به عنوان محور منطبق بر مرز بین صفر تا 2π و η به عنوان محور عمود بر مرز بین صفر تا $-\ln R_p$ است:

$$R_s = \left[\frac{e - ar_i}{a(ea - r_i)} \right]^2 \quad \text{و} \quad a = \frac{r_i^2 + e^2 - r_s^2}{2er_i} - \left[\left(\frac{r_i^2 + e^2 - r_s^2}{2er_i} \right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (A-2)$$

با استفاده از تابع تحلیلی به کار گرفته شده و تفکیک جزء حقیقی و موهومی، ارتباط بین محورهای فیزیکی و محاسباتی چنین به دست می‌آید:

$$(x/r_i)_{\text{fluid}} = \frac{e^{-\eta}(1+a^2)\cos\xi + a(1+e^{-2\eta})}{1+a^2e^{-2\eta} + 2ae^{-\eta}\cos\xi} \quad (A-3)$$

$$(y/r_i)_{\text{fluid}} = \frac{e^{-\eta}(1-a^2)\sin\xi}{1+a^2e^{-2\eta} + 2ae^{-\eta}\cos\xi} \quad (A-4)$$

که با استفاده از این معادلات مقادیر ضرایب متریک X_ξ ، Y_ξ و غیره در ناحیه‌ی جریان قابل محاسبه هستند. برای تبدیل نواحی داخل بوش و محور به فضای محاسباتی، لازم است خطوط $\xi = \text{cte}$ در گذر از سطوح مشترک نواحی فیزیکی بوش، میدان جریان و محور به صورت پیوسته باشد. برای حصول این مهم از توابع تحلیلی زیر:

$$\xi' + i\eta = -i \ln(Z/r_i) \quad , \quad \xi'' + i\eta = -\ln[(Z-e)R_s/r_s] \quad (A-5)$$

به ترتیب برای انتقال بوش و محور به صفحه‌ی محاسباتی ξ استفاده شده است، که در این معادلات:

$$\xi' = \tan^{-1} \left[\frac{(1-a^2)\sin\xi}{(1+a^2)\cos\xi + 2a} \right] \quad (A-6)$$

$$\xi'' = \tan^{-1} \left[\frac{R_s(1-a^2)\sin\xi}{R_s(1+a^2)\cos\xi + a(1+R_s^2) - e(1+a^2R_s^2 + 2aR_s\cos\xi)} / r_i \right] \quad (A-7)$$

با تفکیک ترم‌های حقیقی و موهومی در معادلات (A-5) ارتباط بین محورهای محاسباتی و فیزیکی برای نواحی بوش و محور به صورت زیر به دست خواهد آمد:

$$\left(\frac{x}{r_i}\right)_{\text{bearing}} = e^{-\eta}\cos\xi' \quad , \quad \left(\frac{y}{r_i}\right)_{\text{bearing}} = e^{-\eta}\sin\xi' \quad ; \quad -\ln(r_o/r_i) \leq \eta \leq 0 \quad (A-8)$$

$$\left(\frac{x}{r_s}\right)_{\text{shaft}} = e^{-\eta} \cos \xi'' + \frac{e}{r_s}, \left(\frac{y}{r_s}\right)_{\text{shaft}} = \frac{e^{-\eta}}{R_s} \sin \xi''; -\ln(R_s) \leq \eta \leq -\ln\left(\frac{JR_s}{r_s}\right) \quad (\text{A} - 9)$$

با مشتق گیری از این روابط، ضرایب متریک در نواحی مربوط محاسبه می شوند.

مراجع

- [1] Malvano, R. and Vatta, F. The influence of inertia in steady laminar lubrication, ASME, Journal of Tribology, Vol. 105, 77- 82 (1983).
- [2] You, H. I. and Lu, S. S. Inertia effect in hydrodynamic lubrication with film rupture. ASME, Journal of Tribology, Vol. 109, 86-90 (1987).
- [3] You, H. I. and Lu, S. S. The effect of fluid inertia on the operating characteristics of a journal bearing, ASME, Journal of Tribology, Vol. 110, 499-502 (1988).
- [4] Roberts, J. B. and Hinton, R. E. Pressure distribution in a superlaminar journal bearing., ASME, Journal of lubrication technology, Vol. 104, 187-195 (1982).
- [5] Kim, E. and Szeri, A. Z. On the combined effects of lubricant inertia and viscous dissipation in long bearings, ASME, Journal of Tribology, Vol. 119, 76-84 (1997).
- [6] سید عبدالرضا گنجعلیخان نسب و محمد صادق معیری، بررسی اثر اینرسی بر مشخصات هیدرودینامیکی یاتاقان های ژورنال، پنجمین کنفرانس انجمن مهندسی مکانیک ایران دانشگاه تبریز، اردیبهشت ۱۳۷۶
- [7] Moayeri, M. S. and Gandjalikhan Nassb, S. A. Thermohydrodynamic behavior of journal bearings running under different steady conditions. Iranian J. Sci. Technol., Vol. 26, 515-532 (2002).
- [8] Ferron, J., Frene, J. and Boncompain, R. A. A Study of the thermohydrodynamic performance of a plane journal bearing; comparison between theory and experiments. Trans. ASME, J. Lubrication Technology. Vol.105, 422-438 (1983).
- [9] Vijayaraghavan, D. An Effective numerical Procedure for thermohydrodynamic analysis of cavitating Bearings, ASME Journal of Tribology, Vol. 118, 555-563 (1996).
- [10] Frene, J. and Godet, M. Plain journal bearings operating under vortex and turbulent flow conditions: comparison between experimental and theoretical results, Superlaminar Flow in Bearing, Second Leeds-Lyon Symposium, Mechanical Engineering Press, London, 194-198 (1975).