

# تأثیر پارامترهای طراحی آستر لاستیکی بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی شیاردار

احمد گلزار شهری دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، ahmad.golzar@yahoo.com

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، dashti@yazd.ac.ir

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اردکان، اردکان، ایران، mahdi.zare@ardakan.ac.ir

اصغر دشتی رحمت آبادی

مهدی زارع مهرجردی\*

## چکیده

این پژوهش به تحلیل عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال لاستیکی با شیارهای محوری تحت روانکاری هیدرودینامیکی با آب می‌پردازد. در این گروه از تکیه‌گاه‌ها با جایگزینی آب به جای روانکارهای روغنی، اثرات نامطلوب زیست‌محیطی ناشی از نشت روغن حذف گردیده و این موضوع گسترش کاربری آنها در صنایع مختلف بویژه تجهیزات صنایع دریایی را به دنبال داشته‌است. در پژوهش حاضر معادله رینولدز با در نظر گرفتن تغییر شکل الاستیک آستر لاستیکی بر اساس مدل وینکлер، برای تحلیل عملکرد یاتاقان به کار گرفته شده‌است. در ادامه ارزیابی معادلات حاکم به کمک روش حل عددی اجزاء محدود انجام گرفته‌اند. نتایج نشان می‌دهد که در شرایط بزرگ بودن عمق شیارها در قیاس با ضخامت فیلم روانکار، عملکرد یاتاقان مستقل از شکل هندسی شیار خواهد بود اما شیارهای کم عمق تأثیر قابل توجهی بر پارامترهای عملکردی مانند ظرفیت حمل بار و ضریب اصطکاک دارند. تحلیل‌ها همچنین نشان‌دهنده تأثیر ویژه هندسه لبه انتهایی شیارها بر ایجاد فشار در نواحی حامل بین آنها هستند. در این نواحی، با کاهش ضخامت فیلم روانکار، توزیع فشار و پارامترهای عملکرد پایای یاتاقان بهبود می‌یابند. تحلیل مقایسه‌ای نتایج بیانگر آنست که شیارهای طولی با مقطع مثلثی عملکرد بهتری نسبت به انواع نیم‌دایره‌ای و مستطیلی دارند، به طوری که پیکربندی مثلثی پسر با بیشترین عمق شیار در لبه ابتدایی و فشاری تولیدی فیلم روانکار متناظر، پارامترهای عملکردی مطلوب‌تری را به نمایش می‌گذارند.

**واژه‌های کلیدی:** یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی، روانکاری با آب، آستر لاستیکی، شیار محوری، عملکرد حالت پایا، روش اجزای محدود.

## The Effect of Rubber Liner Design Parameters on the Performance of Grooved Hydrodynamic Journal Bearings

A. Golzar Shahri

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

A. Dashti Rahmatabadi

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

M. Zare Mehrjardi

Department of Mechanical Engineering, Ardakan University, Ardakan, Iran

## Abstract

This research investigates the static performance of rubber journal bearings with axial grooves under hydrodynamic water lubrication. In this class of supports, replacing oil-based lubricants with water eliminates the adverse environmental effects caused by oil leakage, thereby expanding their application across various industries, especially in marine equipment. In the present study, the Reynolds equation accounting for the elastic deformation of the rubber liner based on the Winkler model is employed to analyze the bearing performance. The governing equations are subsequently evaluated using the finite element numerical solution method (FEM). The results indicate that when the groove depth is large compared to the lubricant film thickness, the bearing performance becomes independent of the groove geometry; however, shallow grooves significantly influence performance parameters such as load-carrying capacity and friction coefficient. The analyses also reveal the particular effect of the trailing edge geometry of the grooves on pressure generation in the land regions between them. In these regions, reducing the lubricant film thickness improves the pressure distribution and the steady-state performance parameters of the bearing. Comparative analysis of the results shows that longitudinal grooves with a triangular cross-section exhibit better performance than semicircular and rectangular types, such that the backward triangular configuration, with the greatest groove depth at the leading edge and the corresponding lubricant film pressure generated, demonstrates more favorable performance parameters.

**Keywords:** Hydrodynamic Journal Bearing, Water Lubrication, Rubber Liner, Axial Groove, Steady State Performance, FEM.

جلوگیری می‌کند. استفاده از روانکارهای مبتنی بر مواد نفتی، نگرانی‌های زیست‌محیطی قابل توجهی را ایجاد کرده‌است. در نتیجه، صنایعی مانند داروسازی، فراوری مواد غذایی و نساجی که نیازمند عملیات بدون آلودگی هستند، به طور فزاینده‌ای از روانکارهای جایگزین استفاده می‌کنند. مقررات زیست‌محیطی اخیر بین‌المللی، استفاده از روانکارهای صنعتی متعارف را محدودتر کرده و بر نیاز به روانکارهای قابل قبول از نظر زیست‌محیطی تأکید کرده‌است. پیشرفت‌های معاصر در طراحی، علم مواد و سیستم‌های کنترلی اکنون امکان استفاده از سیستم‌های روانکاری باز با آب دریا به عنوان روانکار

## ۱- مقدمه

یاتاقان‌ها به عنوان اجزای حیاتی در تجهیزات دوار، وظیفه پشتیبانی از بخش‌های چرخان را بر عهده دارند. طراحی آن‌ها باید به گونه‌ای باشد که عملکرد بهینه را تحت شرایط عملیاتی متنوع، از جمله بارهای متغیر، سرعت‌های چرخشی و عوامل محیطی، تضمین کند. یاتاقان‌های هیدرودینامیکی از حرکت اجزای داخلی خود برای هدایت روانکار به یک ناحیه همگرا با فشار بالا استفاده می‌کنند. فشار حاصل در لایه روانکار، از تماس مستقیم سطوح فلزی یاتاقان و محور دوار

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mahdi.zare@ardakan.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۴/۰۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۴/۲۲

را فراهم نموده است. در این سیستم ها، روغن حذف شده و از آب دریا به عنوان روانکار استفاده می شود و یاتاقان های پلیمری و غیرفلزی جایگزین یاتاقان فلزی شده اند. یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی با آستر لاستیکی تحت روانکاری با آب، در مقایسه با یاتاقان های متداول، از مزایای متعددی از جمله کاهش اصطکاک، سازگاری بیشتر با محیط زیست، حذف نیاز به روغن های معدنی و فلزات گران بها و در نتیجه کاهش هزینه ها و کاهش خطر آلودگی برخوردارند. این یاتاقان ها همچنین به دلیل اصطکاک کمتر و نرخ سایش پایین تر، عمر عملیاتی سیستم را بهبود می بخشند. استفاده از آب به عنوان روانکار با گرانروی پایین نیز موجب کاهش اتلاف انرژی شده و طراحی ساده تر آن ها، فرایند نصب، راه اندازی و نگهداری را تسهیل می کند.

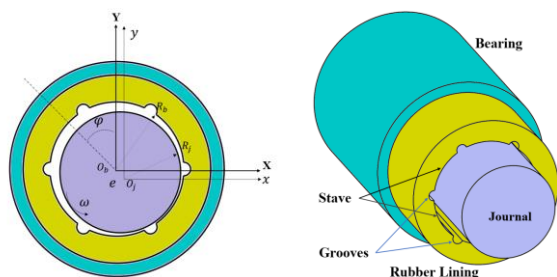
با توجه به افزایش روزافزون استفاده از یاتاقان های لاستیکی هیدرودینامیکی، تحقیقات برای تحلیل و بهینه سازی ویژگی های عملکردی آن ها اهمیت ویژه ای یافته است. مجومدار و همکاران با استفاده از تحلیل المان محدود، پایداری یاتاقان های لاستیکی شیاردار را بررسی کردند و دریافتند که زوایای کوچکتر شیار، به دلیل افزایش فشار، منجر به ظرفیت باربری بالاتری می شود [۱]. هی و همکاران یک مدل روانکاری ترکیبی با در نظر گرفتن اثرات کلویتاسیون ارائه دادند و تغییر شکل قابل توجه محور در نقطه حداکثر فشار را مشاهده کردند [۲]. یافته های آزمایشگاهی کابرا و همکاران نشان می دهد توزیع فشار سیال در یاتاقان های لاستیکی متفاوت است و نیاز به در نظر گرفتن تغییر شکل ارتجاعی لاستیک در حین عملکرد دارد [۳]. کراکر منحنی های استریک<sup>۱</sup> را به صورت تجربی برای یاتاقان های لاستیکی استخراج نموده و تأثیر پارامترهای طراحی بر ضریب اصطکاک و حداقل ضخامت فیلم را تشریح کرده است [۴]. لیتوین نشان داد زبری سطح، زمانی که لزجت روانکار پایین است، تأثیر بیشتری بر عملکرد یاتاقان دارد [۵]. وانگ و همکاران روشی غیرمخرب برای اندازه گیری توزیع فشار در یاتاقان های لاستیکی شیاردار معرفی کردند. براساس نتایج تحقیق آنان حامل<sup>۲</sup> تخت، یا همان بخش باربر یاتاقان در حد فاصل بین دو شیار لاستیکی، فشار حداکثری کمتری نسبت به حامل های مقعر تحت بارهای مشابه ایجاد می کنند [۶]. لی و همکارانش یاتاقان های ژورنال آبی با شیار ریز را بررسی کرده و مشاهده نمودند که میرایی با افزایش لقی کاهش می یابد [۷]. ژو و همکارانش یاتاقان های آبی با شیار مستقیم و مارپیچ را مقایسه کردند و نقطه چرخش سرعت پایین تری را برای شیارهای مارپیچ و خواص روانکاری بهتر از جمله اصطکاک کمتر تحت شرایط یکسان نشان دادند [۸]. چن و همکاران چهار شکل شیار را با استفاده از تحلیل اندرکنش سیال و سازه ارزیابی نمودند. نتایج آنها از تأثیر قابل توجه هندسه شیار بر عملکرد الاستوهیدرودینامیکی یاتاقان حکایت دارد [۹]. دو و لی نشان دادند که طول موج و دامنه زبری سطح به طور قابل توجهی بر ضخامت فیلم و توزیع فشار تأثیر می گذارند و ضخامت حداقل فیلم با افزایش زبری کاهش می یابد [۱۰]. لیو و لی دریافتند که سایش جزئی به طور قابل توجهی ضخامت فیلم، حداکثر فشار و ظرفیت بار را کاهش می دهد، در حالی که اصطکاک را افزایش داده و سایش باعث افزایش خروج از مرکزی تحت بار ثابت

می شود [۱۱]. هان و همکارانش نشان دادند که انحراف محور دوار در یاتاقان های آبی، ناشی از وزن پروانه تحت بارهای سنگین تأثیر بیشتری دارد و باید در تحلیل عملکرد یاتاقان در نظر گرفته شود [۱۲]. ژانگ و همکارانش تزریق روغن را به عنوان یک روان کننده ثانویه برای کاهش اصطکاک و سایش در یاتاقان های ژورنال آبی تحت شرایط سرعت پایین و بار ضربه ای پیشنهاد کردند و افزایش تشکیل فیلم و بهبود رفتار سایش-روانکاری از نتایج آنها قابل مشاهده است [۱۳]. لیو و لی یک مدل روانکاری الاستوهیدرودینامیکی با الگوریتم بهبود ارائه کردند که حفظ جریان را تضمین کرده و نتایج دقیق و پایداری تایید شده با آزمایش ها را بدست آوردند [۱۴]. چیاو و همکارانش یک مدل جریان متلاطم را پیشنهاد و تأیید کردند و بهترین انحراف محوری و لقی شعاعی را برای به حداکثر رساندن نیروی متلاطم ارائه دادند [۱۵]. گو و همکارانش تغییر شکل خزش را در کامپوزیت های لاستیکی-پلاستیکی بررسی کردند و نشان دادند که خزش فشار و ضخامت فیلم را کاهش می دهد، در حالی که کاهش ضخامت کامپوزیت فشار و ضخامت فیلم را افزایش می دهد [۱۶]. وو و همکارانش یک مدل اصطکاک-روانکاری برای یاتاقان های ژورنال آبی با ادغام نظریه فراکتال با معادله رینولدز توسعه دادند. تجزیه و تحلیل آنها با در نظر گرفتن تعداد و موقعیت شیارها نشان می دهد که شیارها در نواحی غیر باربر تأثیر ناچیزی بر اصطکاک دارند و کاهش زبری سطح هم اصطکاک و هم خواص روانکاری را بهبود می بخشد [۱۷]. مدل اندرکنش سیال و سازه توسعه یافته توسط شن و همکارانش برای یاتاقان های لاستیکی-پلاستیکی دو لایه، تغییر شکل بین انواع پلاستیکی و لاستیکی را نشان می دهد به طوری که ظرفیت بار با طول یاتاقان و سرعت محور افزایش و با نسبت خروج از مرکزی و لقی کاهش می یابد [۱۸]. شی و همکارانش تحقیقات خود پیرامون یاتاقان های ژورنال آبی با بستر لاستیکی را در حوزه رژیم های روانکاری، تحلیل حرارتی، برهم کنش سیال-جامد، مشخصات سایش-روانکاری و عملکرد لرزشی توسعه دادند [۱۹]. آزمایش های پروفیتو و همکارانش کاهش اصطکاک را در یاتاقان های ژورنال با بافت سطحی نشان می دهد [۲۰]. لی و همکارانش یاتاقان های لاستیکی با رژیم روانکاری مغناطیسی را طراحی کردند که با کنترل میدان مغناطیسی بر مدول الاستیک و ضریب اتلاف، اصطکاک تا ۳۶ درصد کاهش می یابد [۲۱]. لی و همکارانش ضرایب سختی و میرایی را محاسبه کردند و نشان دادند که لقی شعاعی و نسبت طول به قطر یاتاقان به طور قابل توجهی بر عملکرد دینامیکی تأثیر می گذارند [۲۲]. مطالعه ای با هدف کاهش صدا و لرزش در یاتاقان های آبی توسط زو و همکاران نشان داد که اصطکاک و فشار بالاتر، لرزش و صدا را افزایش می دهند، در حالی که افزایش سختی تکیه گاه، لرزش صدا را کاهش می دهد [۲۳]. آزمایش های یاتاقان که توسط ژانگ و همکارانش با بوش های دو لایه انجام شد، حاکی از آنست که ضریب اصطکاک ابتدا با سرعت و بار کاهش می یابد اما سپس با افزایش بیشتر، افزایش می یابد [۲۴]. ژانگ و همکارانش دریافتند که در سرعت های پایین و ضریب اصطکاک کمتر از ۰/۱، لرزش اصطکاکی از بین می رود، اگرچه در هنگام راه اندازی حتی با اصطکاک بسیار کم نیز باقی می ماند [۲۵]. آزمایش های انجام شده توسط لیو و همکارانش بر روی یاتاقان هایی با بوش های مختلف نشان داد که بوش پلی اورتان اصلاح شده در شرایط بحرانی بهترین عملکرد را دارند و یک ویژگی فشار ویژه

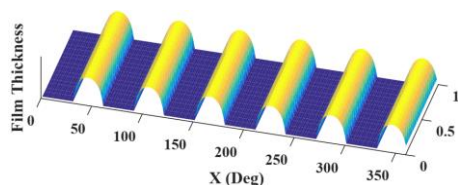
<sup>1</sup> Stribeck

<sup>2</sup> Stave

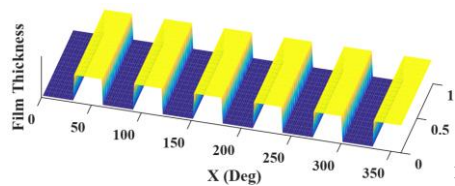
هستند. همچنین مشابه تحلیل‌های متداول حوزه روانکاری یاتاقان‌های ژورنال، تغییرات فشار در عرض فیلم روانکار به سبب ضخامت اندک، ناچیز فرض شده و نیروهای حجمی در مقابل نیروهای فشاری صرف‌نظر شده‌اند. معادلات بقای تکانه خطی و معادله بقای جرم، معادلات حاکم بر مسئله هستند. معادلات بقای تکانه و جرم برای سیالات تراکم‌ناپذیر به فرم زیر خواهند بود:



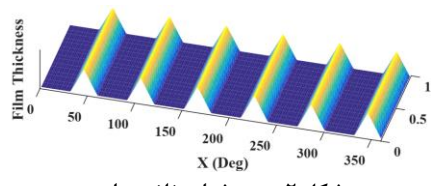
شکل ۱- نمای سه بعدی و پلان یاتاقان ژورنال لاستیکی شیاردار



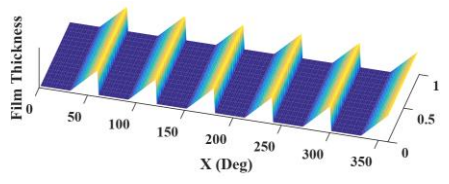
شکل ۲- الف - شیار نیم دایره



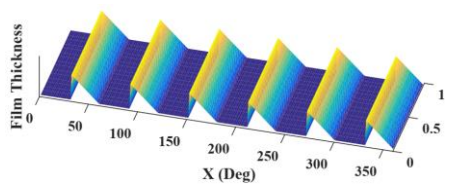
شکل ۲- ب - شیار مستطیلی



شکل ۲- ج - شیار مثلثی ساده



شکل ۲- د - شیار مثلثی نوع اول (پیشرو)



شکل ۲- ه - شیار مثلثی نوع دوم (پسرو)

بحرانی را برای یاتاقان‌های شیاردار برجسته کردند [۲۶]. در سال‌های اخیر ژو و همکارانش یک مدل روانکاری مخلوط برای یاتاقان‌های ژورنال شیب‌دار لاستیکی با روانکاری آب توسعه دادند و فشار تماس پایین‌تر را تحت بارهای بالاتر یافتند و ضریب پیش‌بار را برای به حداقل رساندن فشار تماس تعیین کردند [۲۷]. وانگ و همکارانش نیز یک مدل روانکاری هیدرودینامیکی ویسکوالاستیک برای یاتاقان‌های لاستیکی روانکاری شونده با آب<sup>۱</sup> ارائه کردند که ویژگی‌های توصیفی بهتری از سطوح ناهموار ارائه می‌دهد و با در نظر گرفتن تغییر شکل غیرخطی، عملکرد روانکاری یاتاقان‌ها را به طور دقیق تجزیه و تحلیل می‌کند [۲۸].

بررسی تحقیقات پیشین پیرامون یاتاقان‌های ژورنال آبی با آستر لاستیکی، نشان‌دهنده فقدان مطالعات جامع در مورد تاثیر تغییر شکل ارتجاعی بستر لاستیکی و تعداد و ابعاد شیارها بر عملکرد این گروه از تکیه‌گاه‌ها است. با توجه به اهمیت این عوامل، مطالعه حاضر به بررسی رفتار بستر لاستیکی و شرایط طراحی شیارهای سطحی آن بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال آبی پرداخته‌است. نوآوری مشخص این پژوهش، بررسی کیفیت تأثیر پارامترهای هندسی شیارها، نظیر شکل و ابعاد بر عملکرد یاتاقان‌های مورد مطالعه می‌باشد. عملکرد یاتاقان در حضور پنج نوع هندسه متمایز دایره‌ای، مستطیلی و مثلثی ساده، مثلثی پیشرو و مثلثی پسرو برای سطح مقطع عرضی شیارها مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته‌اند. همچنین تأثیر عمق شیار بر عملکرد یاتاقان لاستیکی نیز ارزیابی شده‌است. معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان در کنار معادله رفتار الاستیک آستر لاستیکی در شرایط مختلف تحلیل گردیده و تغییرات پارامترهای عملکرد یاتاقان شامل توزیع فشار، بار قابل حمل و نیروی اصطکاک با هم مقایسه گردیده‌اند. بررسی نتایج حاکی از آنست که ویژگی‌های عملکردی یاتاقان، با انتخاب هندسه و ابعاد مناسب شیارهای سطحی قابلیت ارتقاء چشمگیری دارند.

## ۲- مدل تحقیق

به دلیل وجود شیارها و تغییر شکل پوشش الاستیک، توزیع فشار در یاتاقان‌های لاستیکی با یاتاقان‌های دایره‌ای معمولی متفاوت است و لازم است این دو اثر در استخراج توزیع فشار در نظر گرفته شوند. لزجت پایین روانکار باعث می‌شود این نوع یاتاقان با فیلم نازک روانکار کار کند، بنابراین شیارها نقش مهمی در تامین روانکار دارند.

شکل ۱ اجزای یک یاتاقان ژورنال لاستیکی شیاردار و مشخصات هندسی آن را نشان می‌دهد. در این شکل،  $O_b$  مرکز ژورنال و  $O_j$  مرکز یاتاقان است. در شرایط کاری ژورنال با یاتاقان هم‌مرکز نیست و این پدیده زمینه تشکیل فیلم فشاری همگرا در سیال روانکار را فراهم می‌آورد. در شکل ۲ انواع هندسه مورد بررسی برای شیارها در مطالعه حاضر نشان داده شده‌اند. برای وضوح بیشتر در این تصاویر اندازه شیار بسیار بزرگ انتخاب شده‌است.

### ۲-۱- معادلات حاکم

در تحلیل حاضر ژورنال صلب، جریان لایه‌ای و روانکار تراکم‌ناپذیر

<sup>1</sup> Water lubricated journal bearings (WLRBs)

$$\dot{E} = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (۴)$$

$$\delta h = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)Pl}{(1-\nu)E} \quad (۵)$$

صرفنظر کردن از اندرکنش بین فنرهای مجاور می‌تواند در مواردی، به‌ویژه برای مواد با نسبت پواسون بالا، منجر به محدودیت‌هایی در دقت مدل شود. با این حال، دلایل متعددی نظیر سادگی محاسباتی و کارایی، مزیت بر فرض صلب بودن و اعتبار در تحلیل یاتاقان‌ها برای انتخاب مدل وینکلر در این پژوهش وجود دارد.

مدل وینکلر به دلیل سادگی محاسباتی و سهولت پیاده‌سازی، به‌ویژه در ترکیب با روش اجزا محدود<sup>۲</sup>، از کارایی بالایی برخوردار است. این مدل امکان تعریف یک سختی موضعی را فراهم می‌آورد که مستقیماً با پارامترهای فیزیکی (مانند مدول الاستیسیته) مرتبط است. هدف اصلی این پژوهش، بررسی تأثیر تغییر شکل آستر بر عملکرد یاتاقان می‌باشد. در مقایسه با فرض صلب بودن آستر (که در بسیاری از تحلیل‌های اولیه یاتاقان‌ها رایج است)، استفاده از مدل وینکلر، هرچند با محدودیت‌هایی، پاسخی بسیار دقیق‌تر و واقع‌گرایانه‌تر از رفتار الاستیک آستر ارائه می‌دهد. این تقریب، گامی مهم در جهت درک بهتر رفتار یاتاقان در شرایط کاری واقعی محسوب می‌شود. همچنین با وجود محدودیت‌های ذکر شده، مدل وینکلر در تحلیل بسیاری از سیستم‌های الاستیک، از جمله یاتاقان‌ها، به‌طور گسترده مورد استفاده قرار گرفته و نتایج معتبری ارائه داده است. در تحلیل یاتاقان‌ها، اغلب اثرات اندرکنش موضعی فنرها (نیروهای عمودی) بر رفتار کلی سیستم غالب بوده و اثرات برشی که مدل وینکلر آن‌ها را در نظر نمی‌گیرد، در مقایسه با مدل‌های پیچیده‌تر الاستیک سه‌بعدی یا مدل‌هایی مانند پاسترناک<sup>۳</sup>، قابل صرف‌نظر تلقی می‌شوند. این موضوع در مراجع متعددی تأیید شده است [۲۸-۲۳]. علیرغم محدودیت‌های فوق، استفاده از مدل وینکلر برای شبیه‌سازی بستر یاتاقان‌ها در منابع متعدد گزارش شده و اعتبار این تقریب در محدوده مشخصات مورد مطالعه این پژوهش تأیید گردیده است [۳۱، ۳۰]. بنابراین، انتخاب این مدل به‌منظور رسیدن به دقت بیشتر در مقایسه با فرض آستر صلب و بدون افزایش غیرضروری پیچیدگی محاسباتی انجام شده است.

## ۲-۲- حل معادله و تعیین پارامترهای عملکرد

معادله رینولدز با در نظر گرفتن شرایط مرزی مسئله، با استفاده از روش اجزای محدود حل می‌شود. فرم بی‌بعد معادله رینولدز، در ادامه آمده است. در این معادله، نسبت ابعادی یاتاقان به صورت  $\lambda = L/D$  تعریف می‌شود. معادلات (۷) نیز شرایط مرزی بدون بعد برای حل این معادله بر اساس مدل رینولدز هستند.

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\theta}} \right) + \left( \frac{1}{\lambda} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\theta}} \quad (۶)$$

$$\bar{P} = 0 \quad \text{at} \quad \bar{z} = 0 \text{ and } \bar{z} = 1 \quad (۷-الف)$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} = 0 \quad \text{at} \quad \bar{z} = 1/2 \quad (۷-ب)$$

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \bar{V} + f_B \quad (۱-الف)$$

$$\nabla \cdot \bar{V} = 0 \quad (۱-ب)$$

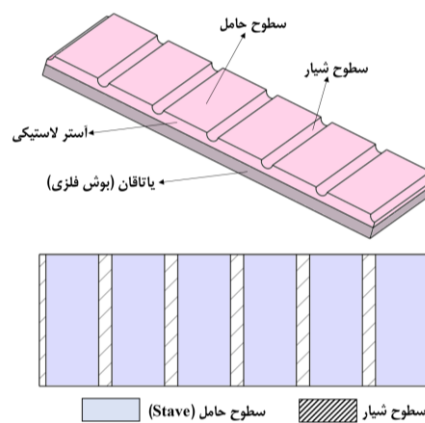
با استخراج میدان سرعت از شکل ساده‌شده معادلات ناویر-استوکس و جایگذاری آن در معادله بقای جرم، معادله رینولدز حاصل می‌شود. تحلیل عملکرد یاتاقان لاستیکی با حل معادله رینولدز حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی و با در نظر گرفتن اثرات تغییر شکل الاستیک پوشش بر ضخامت فیلم امکان‌پذیر است. معادله رینولدز حاکم بر روانکاری پایدار یاتاقان‌های ژورنال لاستیکی با روان کار تراکم‌ناپذیر در ادامه آمده است:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (۲)$$

در این معادله؛  $h$  ضخامت فیلم،  $U$  سرعت خطی ژورنال،  $x$  جهت مماسی یاتاقان و  $y$  جهت محوری یاتاقان است. ضخامت فیلم با توجه به معادله (۳) و با در نظر گرفتن تغییر شکل الاستیک آستر (پوشش) و اثر شیارها بر ضخامت فیلم محاسبه می‌شود [۲۹].

$$h = C(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) + \delta h + h_{\text{Groove}} \quad (۳)$$

در این معادله،  $h_{\text{Groove}}$  و  $\delta h$  به ترتیب با تأثیرات شیار و تغییر شکل الاستیکی آستر لاستیکی بر ضخامت فیلم مرتبط هستند. شکل ۳، نمایی باز شده از یاتاقان را ارائه داده و جزئیات پیکربندی شیارها و حامل‌ها را نشان می‌دهد. این نمایش بصری به‌طور قابل توجهی به درک تأثیر این ویژگی‌ها بر ضخامت فیلم روان کار کمک می‌کند.



شکل ۳- نمای باز شده WLRB با شش شیار

در مطالعه حاضر، تغییر شکل الاستیک آستر با استفاده از مدل بستر الاستیک وینکلر<sup>۱</sup> مدل‌سازی شده است. در این مدل، آستر لاستیکی به‌عنوان مجموعه‌ای از فنرها در نظر گرفته شده و تأثیر نیروی برشی دو فنر مجاور نادیده گرفته می‌شود. مدول الاستیسیته اصلاح شده ( $\bar{E}$ ) مطابق معادله (۴) است و تغییر شکل الاستیک پوشش در هر نقطه (فشار  $P$  و ضخامت لاستیک  $l$ ) از معادله (۵) استخراج می‌شود [۳۰]. در این معادلات،  $\nu$  نسبت پواسون ماده سازنده بستر لاستیکی است.

<sup>۲</sup> Finite element method (FEM)

<sup>۳</sup> Pasternak

<sup>۱</sup> Winkler elastic foundation model

(۵) محاسبه تغییر شکل الاستیک آستر: پس از دستیابی به توزیع فشار معتبر، تغییر شکل الاستیک آستر ( $\delta h$ ) بر اساس روابط (۴) و (۵) استخراج می‌شود. این تغییر شکل، نتیجه‌ی فشار محاسبه شده است.

(۶) محاسبه ضخامت لایه روانکار اصلاحی: ضخامت لایه روانکار با در نظر گرفتن تغییر شکل الاستیک محاسبه شده، با استفاده مجدد از رابطه (۳)، مجدداً محاسبه می‌گردد.

(۷) تکرار و همگرایی (حلقه دوم): با ضخامت لایه روانکار اصلاح شده، مجدداً معادله رینولدز حل شده و توزیع فشار محاسبه می‌شود. این فرآیند شامل محاسبه فشار، سپس استخراج تغییر شکل الاستیک بر اساس آن فشار و در نهایت اصلاح ضخامت لایه روانکار به صورت تکراری ادامه می‌یابد تا زمانی که تغییر شکل الاستیک آستر در مراحل متوالی همگرا شود. در نهایت پارامترهای عملکرد پایدار یاتاقان از معادلات ذیل استخراج می‌گردند.

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_x^2 + \bar{W}_y^2)} = \frac{C^2}{\mu \omega L R^3} W \quad (12)$$

$$\bar{P}_{max} = \frac{C^2}{\mu \omega R^2} P_{max} \quad (13)$$

$$\frac{C^2}{\mu \omega L R^2} F = \int_0^1 \int_0^{2\pi} A d\theta d\bar{Z} + \int_0^1 \int_0^{2\pi} A \frac{h_0}{h_{cav}} d\theta d\bar{Z} \quad (14-الف)$$

$$A = \frac{h_0}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{h_0} \quad (14-ب)$$

$$f\left(\frac{R}{C}\right) = \frac{F}{W} \quad (15)$$

#### ۲-۴- بررسی کیفیت مش‌بندی دامنه مساله<sup>۵</sup>

در تحلیل یاتاقان‌های ژورنال لاستیکی روانکاری شونده با آب (WLRB)، به دلیل گرادین‌های شدید فشار ناشی از شیارها، تفکیک دامنه و کیفیت شبکه در نواحی حامل بار، ضروری است تا از بروز خطاهای عددی جلوگیری شود. برای شبیه‌سازی دقیق‌تر به ویژه در لبه‌ی شیارها، در مطالعه‌ی حاضر از شبکه‌ای با ساختار مناسب استفاده شده‌است. جهت کاهش محاسبات، نواحی حامل یا تخت بین شیارها و بخش‌های داخلی شیارها به صورت مجزا المان‌بندی شده‌اند.

صحت نتایج با اعمال تست همگرایی (تکرار تحلیل با افزایش تدریجی تعداد المان تا رسیدن به خطای کمتر از ۰/۰۰۱) اعتبارسنجی گردید تا استقلال راه‌حل از شبکه تضمین شود. این رویکرد در دو روند بررسی عملکرد استاتیکی و تعیین عمق بهینه شیار اعمال شده به‌طوری‌که در مسیر دوم، به دلیل اهمیت بالای نواحی شیار، تعداد تقسیم‌بندی‌ها شیارها افزایش یافت.

جدول ۱ تعداد المان در این مطالعه را بر اساس نوع مسئله و تعداد شیارها نشان می‌دهد. در این جدول، NXS و NXG به ترتیب نشان‌دهنده تعداد المان در بخش حامل‌های تخت و نواحی منطبق بر هر شیار در امتداد محور x هستند. NZ نیز نشان‌دهنده تعداد المان در امتداد محور z و NT نشان‌دهنده تعداد کل المان مستطیلی است.

پدیده کاویتاسیون<sup>۱</sup> تنها در نواحی باربر یاتاقان بررسی می‌شود، زیرا شیارها فاقد نقش باربری بوده و به دلیل ضخامت بالای فیلم روانکار، جزء نواحی بدون فشار به شمار می‌آیند.

$$\bar{P} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}} = 0 \quad \text{at} \quad \theta = \theta_{cav} \quad (8)$$

با گسسته‌سازی دامنه و استخراج فرمول‌بندی ضعیف<sup>۲</sup> معادله رینولدز، معادله فشار برای هر المان بر اساس روش اجزای محدود، معادله (۹) خواهد بود. معادله (۱۰)، ماتریس جملات معادله (۹) را برای هر المان معرفی می‌کند.

$$[F^e]_{n_e \times n_e} [P^e]_{n_e \times 1} = \{Q^e\}_{n_e \times 1} + \{H^e\}_{n_e \times 1} \quad (9)$$

$$F_{km}^e = \iint_{A_e} \left[ \bar{h}^3 \left( \frac{\partial N_k^e}{\partial \theta} \frac{\partial N_m^e}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{1}{\lambda} \right)^2 \frac{\partial N_k^e}{\partial \bar{Z}} \frac{\partial N_m^e}{\partial \bar{Z}} \right] d\bar{\theta} d\bar{Z} \quad (10-الف)$$

$$H_k^e = \iint_{A_e} 6 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} N_k^e d\bar{\theta} d\bar{Z} \quad (10-ب)$$

$$Q_k^e = \quad (10-ج)$$

$$\oint_{\Gamma} N_k^e \left[ \left( \frac{\partial N_m^e}{\partial \theta} \bar{P}_m \right) n_{\bar{\theta}} + \left( \frac{1}{\lambda} \right)^2 \left( \frac{\partial N_m^e}{\partial \bar{Z}} \bar{P}_m \right) n_{\bar{Z}} \right] \bar{h}^3 ds$$

#### ۲-۳- مراحل حل مسئله

روند حل شامل دو حلقه تکرار داخل هم می‌باشد. حلقه بیرونی با هدف همگرایی تغییر شکل الاستیکی آستر عمل می‌کند و حلقه درونی که با هر بار محاسبه فشار، زاویه وضعیت را تا رسیدن به یک توزیع فشار معتبر اصلاح می‌نماید. خلاصه مراحل حل به شرح زیر است:

(۱) مقداردهی اولیه: حل با پارامترهای ورودی اولیه شامل ابعاد هندسی یاتاقان و شیارها، خروج از مرکزی<sup>۳</sup> و فرض اولیه برای زاویه وضعیت<sup>۴</sup> ( $\varphi$ ) آغاز می‌شود.

(۲) محاسبه اولیه ضخامت لایه روانکار: ابتدا، ضخامت لایه روانکار ( $\delta h$ ) بر اساس روابط ارائه شده (رابطه ۳) محاسبه می‌گردد. در این مرحله اولیه، تغییر شکل الاستیک آستر در نظر گرفته نشده‌است ( $\delta h = 0$ ).

(۳) حل معادله رینولدز و تعیین توزیع فشار: با استفاده از ضخامت لایه روانکار محاسبه شده، معادله رینولدز حل شده و توزیع فشار اولیه در فیلم روانکار به دست می‌آید. این توزیع فشار زمانی معتبر تلقی می‌شود که شرط  $W_x = 0$  برقرار باشد. در شرایط بارگذاری معمول مفروض یاتاقان تنها مؤلفه عمودی بار ( $W_y$ ) وجود دارد. مؤلفه‌های بار افقی و عمودی از معادله زیر قابل محاسبه هستند.

$$\bar{W}_x = \varphi \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{P} \cos \theta d\theta d\bar{Z} \quad (11-الف)$$

$$\bar{W}_y = \varphi \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{P} \sin \theta d\theta d\bar{Z} \quad (11-ب)$$

(۴) اصلاح زاویه وضعیت (حلقه اول): در صورتی که شرط  $W_x = 0$  برقرار نباشد، زاویه وضعیت ( $\varphi$ ) اصلاح شده و معادله رینولدز مجدداً حل می‌شود. این حلقه تکرار تا زمانی ادامه می‌یابد که یک توزیع فشار معتبر (که شرط  $W_x = 0$  را برآورده کند) در دامنه حل حاصل شود.

<sup>1</sup> Reynolds cavitation model

<sup>2</sup> Weak formulation

<sup>3</sup> Eccentricity ratio

<sup>4</sup> Attitude angle

<sup>5</sup> Study of the meshing method

جدول ۱- تعداد المان‌های یاتاقان با شش شیار به تفکیک نوع مسأله

| نوع مسأله                               | NXS | NXG | NZ | NT    |
|-----------------------------------------|-----|-----|----|-------|
| بررسی اثر تعداد و اندازه شیار بر عملکرد | ۲۸  | ۸   | ۴۰ | ۸۶۴۰  |
| تعیین عمق بهینه                         | ۲۸  | ۲۰  | ۵۰ | ۱۴۴۰۰ |

در این جدول NXG و NXS تعداد المان در حامل و شیار در جهت محیط پیرامونی و محور x، NZ تعداد المان در جهت طولی یاتاقان و محور z و NT تعداد کل المان مستطیلی است.

### ۵-۲- اعتبارسنجی مدل

در صورتی که عمق شیار برابر صفر در نظر گرفته شود، هندسه مدل این تحقیق به یاتاقان مدور ساده تبدیل شده و نتایج با مرجع [۳۲] اعتبارسنجی شدند. جدول ۲ مقایسه بار بی‌بعد  $\bar{W}$  حاصل از این مطالعه با مقادیر مرجع [۳۲] را به همراه درصد اختلاف، نشان می‌دهد.

جدول ۲- اعتبار سنجی مدل تحقیق با مرجع [۳۲]

| خروج از مرکزی (E) | ظرفیت تحمل بار بدون بعد $\bar{W}$ |           |             |
|-------------------|-----------------------------------|-----------|-------------|
|                   | مطالعه حاضر                       | مرجع [۳۲] | درصد اختلاف |
| ۰/۶۰              | ۳/۱۷۵                             | ۳/۱۱۸     | ۱/۸         |
| ۰/۶۵              | ۴/۱۲۴                             | ۴/۰۱۷     | ۲/۷         |
| ۰/۷۰              | ۵/۵۰۲                             | ۵/۲۶۴     | ۴/۵         |

برای اعتبارسنجی مدل، نتایج این پژوهش با یافته‌های آزمایشگاهی مرجع [۶] مقایسه شده‌اند. در جدول ۳ مقادیر خروج از مرکزی (E) حاصل از بارهای مختلف آزمایش شده توسط وانگ، در کنار خروجی‌های مدل پژوهش حاضر ارائه شده‌اند.

جدول ۳- اعتبارسنجی مدل تحقیق با نتایج آزمایشگاهی [۶]

| سرعت (m/s) | بار (N) | مطالعه حاضر | مرجع [۶] | درصد اختلاف |
|------------|---------|-------------|----------|-------------|
| ۲/۵۱۲      | ۳۱۸۸    | ۰/۷۹۲       | ۰/۸۷۹۷   | ۱۰/۰        |
| ۲/۵۱۲      | ۴۲۵۰    | ۰/۷۸۱       | ۰/۸۹۷۰   | ۱۲/۹        |

### ۳- نتایج و بحث

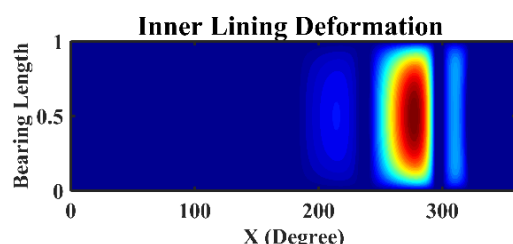
عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های مورد مطالعه، شامل حداکثر فشار، ظرفیت باربری<sup>۱</sup> و ضرایب اصطکاک<sup>۲</sup>، تحت تأثیر هندسه شیارها در ادامه مورد بررسی قرار گرفته‌است. ظرفیت باربری یاتاقان مستقیماً به توزیع فشار در نواحی حامل بار بستگی دارد، که با افزایش تعداد شیارها در اندازه ثابت و افزایش تعداد قله‌های فشار<sup>۳</sup> مثبت و تضعیف توزیع فشار پیوسته ناشی از آن، ظرفیت تحمل بار یاتاقان کاهش می‌یابد.

پارامترهای ورودی یاتاقان مورد بررسی در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

جدول ۴- پارامترهای ورودی مدل تحقیق

| پارامتر                       | مقدار       |
|-------------------------------|-------------|
| خروج از مرکزی                 | ۰/۷         |
| ضخامت آستر لاستیکی            | ۴۰ میلی‌متر |
| قطر یاتاقان                   | ۰/۲ متر     |
| قطر شیار به قطر یاتاقان (d/D) | ۰/۱         |
| نسبت لقی (C/R)                | ۰/۰۰۱       |

تحلیل توزیع فشار فیلم روانکار نشان می‌دهد که در یاتاقان‌های شیاردار، فشار درون شیارها با افزایش عمق به صفر میل می‌کند و نواحی حامل تنها در بین شیارها امکان تشکیل ناحیه پرفشار را دارند. در شرایط در نظر گرفته‌شده برای یاتاقان با شش شیار، سه قله در ناحیه فشار مثبت ایجاد شد و حداکثر فشار بی‌بعد برابر با ۱/۵۴ حاصل می‌گردد. از آنجا که فشار داخل شیارها ناچیز است، با افزایش تعداد شیارها، فضای مؤثر برای شکل‌گیری ناحیه پرفشار در نواحی حامل کاهش می‌یابد؛ بنابراین فشار بیشینه نیز کاهش پیدا می‌کند. توزیع به‌دست‌آمده باعث ایجاد تغییر شکل الاستیک در آستر لاستیکی تنها در همان نواحی دارای فشار مثبت می‌شود. شکل ۴ میزان و الگوی این تغییر شکل را برای یاتاقان دارای شش شیار سطحی نشان می‌دهد.



شکل ۴ - تغییر شکل WLRB با ۶ شیار

### ۳-۱- تأثیر عمق شیارهای سطحی بر عملکرد یاتاقان

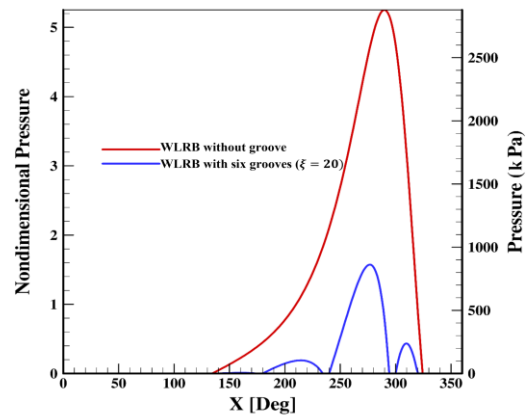
در این مطالعه، پارامتر عمق شیار با تعریف  $\xi = \frac{100a}{b}$  که  $a$  عمق شیار و  $b$  شعاع شیار برای هندسه نیم‌دایره‌ای می‌باشد، معرفی گردیده‌است. برای هندسه نیم‌دایره‌ای،  $\xi = 0$  معادل یاتاقان بدون شیار و  $\xi = 100$  معادل یاتاقان با شیار نیم‌دایره‌ای است. برای حالتی که  $0 < \xi < 100$ ، هندسه نیم‌دایره‌ای به بیضی تغییر شکل می‌دهد. با ارزیابی و تحلیل نتایج، مشخص گردیده که در حالت  $\xi \geq 20$ ، عملکرد استاتیکی یاتاقان برای تمامی حالات در نظر گرفته شده یکسان است. به عبارت دیگر؛ در حالتی که ابعاد شیار به مراتب بزرگ‌تر از لایه فیلم سیال باشد، هندسه شیار تأثیری بر عملکرد یاتاقان نخواهد داشت. جدول ۵، حداکثر فشار، ظرفیت باربری یاتاقان، ضریب اصطکاک و نیروی اصطکاک بی‌بعد را برای این ۵ نوع هندسه شیار و در حالت  $\xi = 20$  نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۵، برای مقادیر  $\xi \geq 20$ ، پارامترهای استاتیکی بررسی شده برای تمامی انواع هندسه‌های شیار یکسان است. در شکل ۵ توزیع فشار در خط مرکزی یاتاقان برای حالتی که عمق شیار بزرگ است، یعنی برای  $\xi = 20$  و برای تمامی هندسه‌های شیار در نظر گرفته شده، در مقایسه با حالت یاتاقان بدون

<sup>1</sup> Load carrying capacity

<sup>2</sup> Friction coefficient

<sup>3</sup> Pressure pick

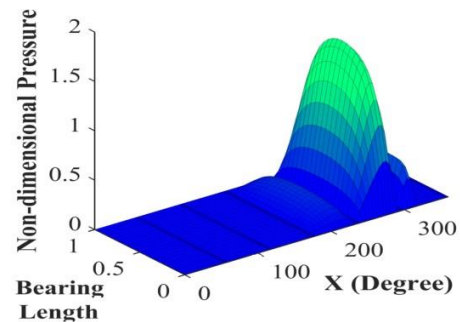
شیار ( $\xi = 0$ ) نشان داده شده است.



شکل ۵- توزیع فشار در یاتاقان‌های مسطح و دارای شش شیار

در حالتی که عمق شیار بزرگ باشد، توزیع فشار در شیار ناچیز است و این پدیده در تحقیقات دیگر نیز تأیید شده است [۱۴، ۱]. شکل ۶ توزیع فشار در یاتاقان با شش شیار محوری را نشان می‌دهد. در این وضعیت برای عمق شیارها با توجه به توضیحات پیشین، توزیع فشار مستقل از هندسه شیار است.

کاهش عمق شیارها این احتمال را ایجاد می‌کند که توزیع فشاری در داخل شیار شکل گیرد. در صورت وقوع توزیع فشار درون شیار، ممکن است اختلال در جریان سیال روانکار، که وظیفه خنک‌کاری، تأمین روانکاری و حذف ذرات ناخالصی را بر عهده دارد، رخ داده و عملکرد کلی یاتاقان مختل شود. از این رو، محاسبه مقدار بهینه عمق شیار از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد.



شکل ۶- توزیع فشار WLRB با ۶ شیار

لازم به ذکر است که پایداری تحلیل‌های مبتنی بر معادله رینولدز منوط به معتبر بودن فرض ثابت ماندن فشار در امتداد ضخامت لایه روانکار است که تنها زمانی صادق است که فشار داخل شیار قابل صرف‌نظر باشد. بنابراین، هدف اصلی حفظ این شرایط تحلیلی با کاهش عمق شیار تا مرزی است که توزیع فشار جزئی غیرصفر در شیار ایجاد شود، اما فرض ثابت بودن فشار در راستای ضخامت فیلم سیال روانکار همچنان برقرار بماند.

جدول ۶ مشخصات استاتیکی یاتاقان با شش شیار در محدوده مقادیر پارامتر عمق شیار ( $\xi$ ) از ۴ تا ۱۰ را ارائه می‌دهد. از تحلیل نتایج عددی استخراج شده، آشکار است که وابستگی هندسی پارامترها به عملکرد حالت پایدار یاتاقان، دارای مکانیزم‌های پیچیده‌ای است.

مشخصاً، با کاهش پارامتر عمق شیار از مقدار اولیه ۱۰ به ۴، کاهش قابل توجه ۳۵ درصدی در ضریب اصطکاک مشاهده می‌شود. این بهبود شدید در عملکرد، مستقیماً ناشی از کاهش محسوس نیروی اصطکاک بدون بعد به میزان تقریبی ۲۶ درصد است. کاهش ضریب اصطکاک حاکی از کاهش تنش‌های برشی داخلی در فیلم روانکار تحت شرایط جدید عمق شیار است. در حالی که ظرفیت تحمل بار بدون بعد ( $\bar{W}$ ) افزایش جزئی ۱/۷۵ درصدی را تجربه کرده است، این تغییر اندک در ظرفیت تحمل بار بدون بعد، تأثیر ناچیزی بر مخرج رابطه (۱۵) دارد. با توجه به تعریف، واضح است که کاهش ۲۶ درصدی در نیروی اصطکاک، عامل اصلی کاهش ۳۵ درصدی ضریب اصطکاک است.

همان‌طور که از معادله (۱۵) برمی‌آید، کاهش عمق شیار با تغییر هندسه کانال‌های جریان، موجب کاهش غالب نیروی اصطکاک می‌شود؛ هرچند ظرفیت تحمل بار اندکی افزایش می‌یابد. بنابراین، در این محدوده پارامتری، مزیت اصلی طراحی بهینه، کاهش مقاومت برشی روانکار بوده و افزایش توان تحمل بار تابع هدف نمی‌باشد.

با کاهش پارامتر  $\xi$  که منجر به کاهش عمق شیارها می‌شود، توزیع فشار یکنواخت‌تر گشته و در نتیجه ضریب اصطکاک یاتاقان کاهش می‌یابد. همچنین تحلیل جدول ۶ نشان می‌دهد که اثر کاهش  $\xi$  بر ظرفیت باربری یاتاقان، از تأثیر آن بر بیشینه فشار ( $P_{max}$ ) چشمگیرتر است؛ این امر دلالت بر آن دارد که تأثیر  $\xi$  بر توزیع فشار در سایر نقاط یاتاقان، بیشتر از تأثیر آن بر ناحیه خط مرکزی است. شکل ۷، توزیع فشار در خط مرکزی یاتاقان با شش شیار دایره‌ای را برای مقادیر  $\xi$  بین ۴ تا ۱۰ به نمایش می‌گذارد.

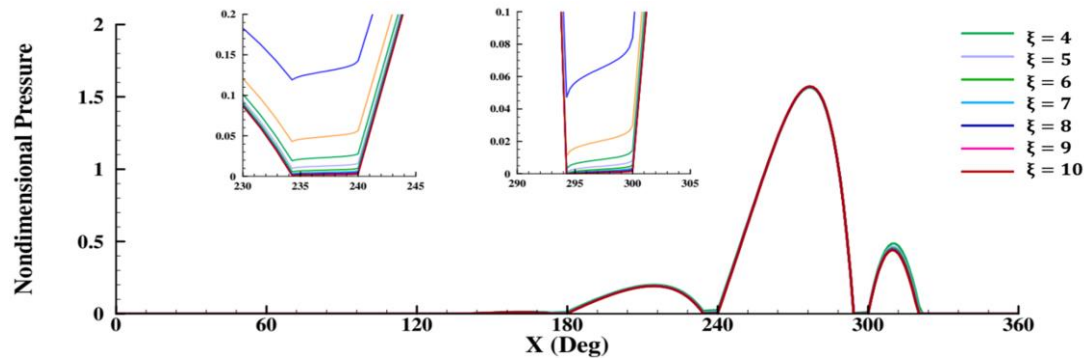
در یاتاقان‌های شش شیار و با  $\xi > 6$ ، فشار درون شیار تقریباً ناچیز و نزدیک به صفر است و سه قله فشاری در نمودار مشاهده می‌شود. توزیع فشار نشان می‌دهد که در هندسه دایره‌ای و برای محدوده  $4 < \xi < 6$  فشار درون شیار صفر نبوده و توزیع فشار جزئی مشاهده است، با این حال بیشینه فشار یاتاقان ( $P_{max}$ ) بدون تغییر باقی می‌ماند. وجود فشار جزئی در شیار به این معنی است که سیستم از نظر تئوری از شرایط تحلیلی ایده‌آل خارج شده و برای ارزیابی دقیق ظرفیت باربری واقعی، ضرورت استفاده از تحلیل‌های پیچیده‌تر مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) وجود دارد. بنابراین، در طراحی‌های مهندسی مرتبط، انتخاب  $\xi$  باید به گونه‌ای باشد که حاشیه اطمینان برای حفظ  $\xi > 6$  به عنوان آستانه ایمنی فراهم شود.

تفاوت توزیع فشار در شیارهای چهارم و پنجم به موقعیت و جهت‌گیری فشار در آن‌ها بازمی‌گردد. فشار در شیار چهارم صعودی و در شیار پنجم نزولی است. درون شیار، افزایش ناگهانی ضخامت فیلم باعث افت شدید فشار می‌شود که در صورت کافی بودن عمق شیار، فشار به صفر رسیده و سپس مجدداً صعودی می‌شود. کاهش فشار در ابتدای شیار مشهود است و اگر دامنه شیار نیز نزولی باشد، این کاهش تشدید می‌شود. این تفاوت باعث می‌شود که شیب کاهش فشار در شیار پنجم نزولی و از شیار چهارم صعودی بیشتر و در نتیجه، زاویه باز شدن پروفیل فشار در شیار چهارم بزرگ‌تر باشد.

### ۳-۲- تأثیر هندسه شیارهای سطحی بر عملکرد یاتاقان

برای تحلیل اثر هندسه شیار بر عملکرد یاتاقان‌های مورد ارزیابی، توزیع فشار در خط مرکزی یاتاقان برای  $\xi = 4$  و پنج هندسه

نیم‌دایره‌ای، مستطیلی و سه نوع مثلثی در جدول ۷ بررسی شده‌است.



شکل ۷ - توزیع فشار در خط مرکزی یاتاقان را برای هندسه با شیار دایره‌ای و شش شیار (پارامتر عمق شیار  $\xi = 4$  تا  $20$ )

جدول ۵ - عملکرد استاتیکی ۵ هندسه یاتاقان با ۶ شیار و عمق‌های  $\xi \geq 20$  با یاتاقان بدون شیار

| هندسه شیار  | $\bar{P}_{max} (*)$ | $P_{max} (kPa)$ | $\bar{W} (*)$ | $W (N)$ | Friction Coefficient (*) | Friction Force (*) |
|-------------|---------------------|-----------------|---------------|---------|--------------------------|--------------------|
| دایره       | ۱/۵۷۳۶              | ۸۶۲/۳۰۹         | ۰/۸۰۴۷        | ۳۵/۲۸۰  | ۰/۰۳۹۰                   | ۳۱/۴۰              |
| مستطیل      | ۱/۵۷۳۶              | ۸۶۲/۳۴۵         | ۰/۸۰۴۶        | ۳۵/۲۷۶  | ۰/۰۴۲۱                   | ۳۳/۸۹              |
| مثلث (ساده) | ۱/۵۷۳۶              | ۸۶۲/۳۴۸         | ۰/۸۰۴۷        | ۳۵/۲۷۷  | ۰/۰۳۱۷                   | ۲۵/۴۸              |
| مثلث پیشرو  | ۱/۵۷۳۷              | ۸۶۲/۴۰۵         | ۰/۸۰۴۶        | ۳۵/۲۷۳  | ۰/۰۴۱۹                   | ۳۳/۷۱              |
| مثلث عقب رو | ۱/۵۷۳۵              | ۸۶۲/۳۰۱         | ۰/۸۰۴۸        | ۳۵/۲۸۲  | ۰/۰۲۹۴                   | ۲۳/۷۰              |
| بدون شیار   | ۵/۲۵۳۱              | ۲۸۷۸/۶۶۳        | ۳/۸۳۴         | ۱۶۸/۰۷۶ | ۰/۰۰۴                    | ۱۴/۰۶۱             |

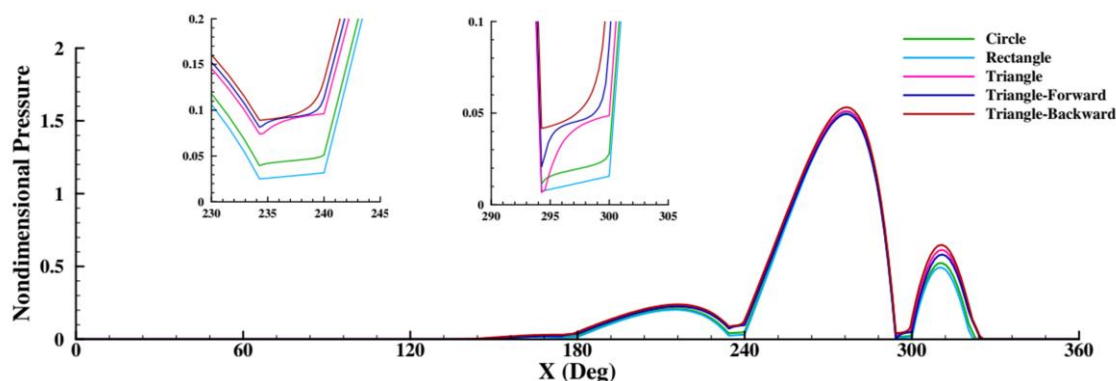
علامت (\*) نشان دهنده کمیت بدون بعد است.

جدول ۶ - عملکرد استاتیکی یاتاقان با ۶ شیار و پارامتر عمق شیار  $\xi = 4$  تا  $10$

| پارامتر $\xi$ | $\bar{P}_{max} (*)$ | $P_{max} (kPa)$ | $\bar{W} (*)$ | $W (N)$ | Friction Coefficient (*) | Friction Force (*) |
|---------------|---------------------|-----------------|---------------|---------|--------------------------|--------------------|
| ۱۰            | ۱/۵۷۳               | ۸۶۱/۸۳۳         | ۰/۸۰۶         | ۳۵/۳۲۹  | ۰/۰۲۷                    | ۲۱/۹۵۰             |
| ۹             | ۱/۵۷۲               | ۸۶۱/۶۴۶         | ۰/۸۰۶         | ۳۵/۳۴۷  | ۰/۰۲۶                    | ۲۱/۰۰۸             |
| ۸             | ۱/۵۷۲               | ۸۶۱/۳۶۶         | ۰/۸۰۷         | ۳۵/۳۷۶  | ۰/۰۲۵                    | ۲۰/۰۶۸             |
| ۷             | ۱/۵۷۱               | ۸۶۱/۹۳۸         | ۰/۸۰۸         | ۳۵/۴۲۰  | ۰/۰۲۴                    | ۱۹/۱۳۱             |
| ۶             | ۱/۵۷۰               | ۸۶۱/۲۵۵         | ۰/۸۱۰         | ۳۵/۴۹۷  | ۰/۰۲۲                    | ۱۸/۱۹۶             |
| ۵             | ۱/۵۶۸               | ۸۶۱/۳۰۳         | ۰/۸۱۳         | ۳۵/۶۴۴  | ۰/۰۲۱                    | ۱۷/۲۶۷             |
| ۴             | ۱/۵۶۴               | ۸۶۱/۲۵۱         | ۰/۸۲۰         | ۳۵/۹۵۰  | ۰/۰۲۰                    | ۱۶/۳۴۶             |

جدول ۷ - عملکرد استاتیکی ۵ هندسه یاتاقان با ۶ شیار و عمق  $\xi = 4$

| هندسه شیار  | $\bar{P}_{max} (*)$ | $P_{max} (kPa)$ | $\bar{W} (*)$ | $W (N)$ | Friction Coefficient (*) | Friction Force (*) |
|-------------|---------------------|-----------------|---------------|---------|--------------------------|--------------------|
| دایره       | ۱/۵۶۲۹              | ۸۵۶/۴۵۲         | ۰/۸۳۵۷        | ۳۶/۶۳۷  | ۰/۰۳۲۳                   | ۱۶/۱۳              |
| مستطیل      | ۱/۵۶۴۶              | ۸۵۷/۳۷۷         | ۰/۸۲۳۳        | ۳۶/۰۹۴  | ۰/۰۴۴۳                   | ۲۶/۳۴              |
| مثلث (ساده) | ۱/۵۶۷۸              | ۸۵۹/۱۳۷         | ۰/۸۷۷۴        | ۳۸/۴۶۶  | ۰/۰۲۷۸                   | ۱۴/۹۳              |
| مثلث پیشرو  | ۱/۵۴۷۰              | ۸۴۷/۷۴۵         | ۰/۸۵۲۷        | ۳۷/۳۸۰  | ۰/۰۴۲۵                   | ۲۵/۴۰              |
| مثلث عقب رو | ۱/۵۹۳۲              | ۸۷۳/۰۶۳         | ۰/۹۰۵۷        | ۴۲/۲۳۲  | ۰/۰۲۳۵                   | ۱۴/۸۴              |



شکل ۸ - توزیع فشار در خط مرکزی یاتاقان را برای هندسه با شیار دایره‌ای و شش شیار (پارامتر عمق شیار  $\xi = 4$ )

نواحی پرفشار فیلم سیال روانکار یاتاقان شیاردار، توزیع فشار متناظر با یاتاقان ژورنال با آستر داخلی مسطح در نقاط بیشتری منقطع شده و افت فشار در نقاط مختلف مشهودتر خواهد بود و این امر تضعیف مشخصه‌های عملکردی یاتاقان‌های ژورنال با شیار محوری را در پی خواهد داشت. همچنین تشدید میزان تغییر در پارامترهای عملکرد یاتاقان در صورت جایگزینی روغن‌های روانکار معمول با لزجت بالاتر نسبت به آب در شرایط مشابه مطالعه حاضر دور از انتظار نخواهد بود. نتایج پژوهش حاضر موید آنست که طراحی بهینه شیارهای سطحی، انتخاب مناسب سیال روانکار و جنس و ابعاد آستری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی می‌تواند دستیابی به عملکرد مطلوب مورد انتظار را تحقق بخشد.

#### ۴- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، ویژگی‌های عملکرد یاتاقان‌های لاستیکی روانکاری شونده با آب (WLRBs) با استفاده از روش اجزای محدود (FEM) بررسی گردیده‌است. تأثیرات تعداد شیار، هندسه، ابعاد و عمق شیارها و همچنین تغییرات شکل الاستیکی آستر لاستیکی، در کنار پارامترهای کلیدی طراحی، برای روشن شدن میزان اثربخشی هریک بر رفتار پارامترهای عملکردی یاتاقان نظیر قابلیت حمل بار، زاویه وضعی و نیرو و ضریب اصطکاک در ارزیابی انجام شده مورد توجه بوده‌است. یافته‌های اصلی پژوهش حاضر در ادامه اشاره شده‌اند:

**(الف) استقلال از هندسه در عمق زیاد:** در حالتی که عمق شیار برای هر نوع از هندسه‌های بررسی شده به اندازه کافی بزرگ باشد، از آنجا که ابعاد شیار به مراتب بزرگ‌تر از ضخامت فیلم روانکار است، عملکرد یاتاقان مستقل از هندسه شیار می‌شود. با کاهش عمق شیار، تأثیرات هندسه شیار بر عملکرد یاتاقان آشکار می‌گردد.

**(ب) تعیین عمق بهینه ( $\xi$ ):** به منظور جلوگیری از هرگونه اختلال در عملکرد شیارها به واسطه ایجاد فشار غیرمنتظره و حفظ شرایط ایده‌آل فشار ناچیز در شیار، عمق بهینه برای یاتاقان شش شیاره دایره‌ای در پارامتر بدون بعد  $\xi > 6$  تعیین شده‌است. برای مقادیر  $4 < \xi < 6$ ، فشار ایجاد شده ناچیز بوده و فرضیات فوق برقرار هستند.

**(ج) تأثیر نقطه پایانی شیار:** هندسه شیار تأثیر زیادی بر شکل‌گیری توزیع فشار در فیلم سیال روانکار یاتاقان دارد. هرچه ضخامت لایه روانکار در انتهای شیار همانند هندسه مثلثی پسر و کمتر باشد، توزیع فشار یکنواخت‌تری در شرایط برقراری مدل کاویتاسیون رینولدز شکل می‌گیرد و عملکرد استاتیکی یاتاقان بهبود می‌یابد.

**(د) برتری شیارهای مثلثی:** شیارهای مثلثی به دلیل توسعه کمتر در فضای لقی بین محور و آستر لاستیکی، عملکرد بهتری نسبت به شیارهای دایره‌ای و مستطیلی دارند. در میان سه نوع شیار مثلثی، نوع مثلثی-پسر و نیز به دلیل ضخامت کمتر فیلم در انتهای شیار، ویژگی‌های استاتیکی بهتری را از خود نشان می‌دهد.

**(ه) بهبود عملکرد با هموارسازی ضخامت فیلم:** متعادل کردن تغییرات در ضخامت لایه روانکار به معنای هموارسازی منحنی ضخامت فیلم متناسب با هندسه شیار ایجاد شده، ضریب اصطکاک را کاهش داده و ظرفیت باربری یاتاقان را افزایش می‌دهد. از این نظر عملکرد استاتیکی شیار نیم‌دایره‌ای بر شیار مستطیلی برتری دارد.

در بررسی عملکرد تریبولوژیکی، شیارهای مستطیلی به دلیل داشتن بیشترین عمق ضخامت فیلم روانکار، کمترین فشار و ضریب تحمل بار را نشان می‌دهند. شیارهای نیم‌دایره‌ای به دلیل تعادل بیشتر در افزایش ضخامت فیلم نسبت به انواع مستطیلی، تغییرات فشار و ضریب اصطکاک کمتری را تجربه می‌کنند. همچنین، شیارهای مثلثی حداکثر فشار بالاتری نسبت به دو نوع دیگر داشته و در نتیجه، ظرفیت تحمل بار یاتاقان در حضور آنها بالاتر از انواع مستطیلی و نیم‌دایره‌ای است.

نتایج پژوهش حاضر نشان می‌دهد که هندسه انتهای شیار تأثیر به‌مراتب بیشتری بر عملکرد کلی یاتاقان نسبت به ابتدای آن دارد، زیرا پایداری باربری مستقیماً به این ناحیه وابسته است. بنابراین، برای دستیابی به کمترین ضریب اصطکاک، طراحی بهینه باید بر بهینه‌سازی انتهای شیار متمرکز شود تا ضمن مدیریت توزیع فشار، از کاهش بیش از حد ظرفیت تحمل بار جلوگیری شود. توزیع فشار از انتهای شیار آغاز شده و در آنجا افزایش می‌یابد. بالاترین مقدار حداکثر فشار ( $P_{max}$ ) در شیارهایی مشاهده می‌شود که انتهای آن‌ها کمترین ضخامت فیلم روانکار را دارد؛ بنابراین، شیار مثلثی-پسر و بالاترین ( $P_{max}$ ) و شیارهای مستطیلی، مثلثی-پیشرو و دایره‌ای، به دلیل ضخامت فیلم بیشتر در انتها، کمترین ( $P_{max}$ ) را خواهند داشت. شکل ۸ توزیع فشار در شیارهای مورد مطالعه را برای  $\xi = 4$  نشان می‌دهد.

الگوی توزیع فشار منطقه‌ای در سراسر محیط شیار، ظرفیت نهایی تحمل بار یاتاقان را تعیین می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که شیار مثلثی پسر و بالاترین ظرفیت تحمل بار را دارد، در حالی که شیار مستطیلی به دلیل توزیع نامناسب فشار، کمترین ظرفیت را دارد. مهم‌تر آنکه، دامنه تغییرات بار کلی یاتاقان بیشتر از تغییرات حداکثر فشار ( $P_{max}$ ) در خط مرکزی می‌باشد و این امر تأیید می‌کند که تأثیر هندسه شیار بر توزیع فشار در نقاط خارج از خط مرکزی برای عملکرد باربری کلی، از تأثیر آن بر ( $P_{max}$ ) در ناحیه شیار، اهمیت بیشتری دارد.

برای دستیابی به کمترین ضریب اصطکاک، توزیع فشار یکنواخت کلیدی است. در نتیجه، شیار مثلثی-پسر و که بهترین توزیع یکنواخت فشار را فراهم می‌کند، کمترین ضریب اصطکاک را دارد. در مقابل، شیار مستطیلی به دلیل افت شدید فشار در ابتدا و انتهای شیار، بالاترین ضریب و نیروی اصطکاک را نشان می‌دهد. همچنین، شیار مثلثی-پیشرو به دلیل ضخامت قابل توجه لایه روانکار در انتها، ضریب اصطکاک بالاتری نسبت به انواع دایره‌ای و مثلثی ساده دارد.

نکته دیگر، گرادین فشار در داخل شیار است. با بزرگنمایی پروفیل توزیع فشار در ناحیه شیار پنجم، مشخص است که هر جا ضخامت لایه روانکار افزایش می‌یابد، انحنای پروفیل فشار رو به بالا و با کاهش ضخامت لایه روانکار، انحنا رو به پایین است. بنابراین، در ناحیه شیار پنجم، در هندسه نوع مثلثی-پسر و، انحنای نمودار فشار رو به بالا و در هندسه نوع مثلثی-پیشرو، انحنای نمودار فشار رو به پایین است. در مورد شیار مثلثی نیز یک نقطه عطف در پروفیل فشار مشاهده می‌شود. بطور کلی بر اساس نتایج پژوهش حاضر می‌توان دریافت که هندسه شیارهای سطحی می‌تواند تأثیر مستقیمی بر پارامترهای عملکرد حالت پایدار یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی داشته باشد. همچنین برای هر یک از انواع شیار مورد مطالعه، عمق بهینه‌ای وجود دارد که با عبور از آن، میزان تأثیرگذاری ایجاد شیار بر پارامترهای عملکرد یاتاقان تضعیف می‌گردد. با افزایش تعداد شیارها بویژه در

## ۵- فهرست نمادها

| عنوان                                                                             | نماد                     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| عمق شیار (mm)                                                                     | a                        |
| شعاع شیار (mm)                                                                    | b                        |
| فاصله شعاعی (mm)                                                                  | C                        |
| قطر یاتاقان (mm)                                                                  | D                        |
| قطر یا عرض دهانه شیار (mm)                                                        | d                        |
| خروج از مرکزی محور و یاتاقان (mm)                                                 | e                        |
| مدول الاستیسیته (GPa)                                                             | E                        |
| مدول الاستیسیته اصلاحی (GPa)                                                      | $\bar{E}$                |
| نیروی اصطکاک بدون بعد                                                             | F                        |
| ضریب اصطکاک                                                                       | f                        |
| ضخامت لایه روانکار (mm)                                                           | h                        |
| ضخامت فیلم روانکار بدون بعد                                                       | $\bar{h}$                |
| اثر شیار بر ضخامت لایه روانکار (mm)                                               | $h_{Groove}$             |
| حد اقل ضخامت لایه روانکار (mm)                                                    | $H_{min}$                |
| طول یاتاقان (mm)                                                                  | L                        |
| ضخامت آستر لاستیکی (mm)                                                           | l                        |
| توزیع فشار در لایه روانکار (kPa)                                                  | P                        |
| فشار بدون بعد در لایه روانکار                                                     | $\bar{P}$                |
| فشار بیشینه در لایه روانکار (kPa)                                                 | $P_{max}$                |
| شعاع محور (mm)                                                                    | R                        |
| سرعت خطی محور (m/s)                                                               | U                        |
| ظرفیت تحمل بار یاتاقان (N)                                                        | W                        |
| مؤلفه‌های ظرفیت تحمل بار یاتاقان (N)                                              | $W_x, W_y$               |
| ظرفیت تحمل بار یاتاقان بدون بعد                                                   | $\bar{W}$                |
| مؤلفه‌های ظرفیت تحمل بار یاتاقان بدون بعد                                         | $\bar{W}_x, \bar{W}_y$   |
| ماتریس سختی المان                                                                 | $[F^e]_{n_e \times n_e}$ |
| بردار فشار گرهی                                                                   | $\{P^e\}_{n_e \times 1}$ |
| بردار شار یا نشت از مرزهای المان                                                  | $\{Q^e\}_{n_e \times 1}$ |
| بردار منبع داخلی ناشی از تولید فشار حاصل از حرکت محور یا تغییر ضخامت فیلم روانکار | $\{H^e\}_{n_e \times 1}$ |

## علائم یونانی

| عنوان                         | نماد            |
|-------------------------------|-----------------|
| سرعت زاویه محور (rad/s)       | $\omega$        |
| پارامتر عمق شیار              | $\xi$           |
| نسبت خروج از مرکزی (نسبت لقی) | $\varepsilon$   |
| نسبت پواسون                   | $\nu$           |
| لزجت روانکار ( $N.s/m^2$ )    | $\mu$           |
| زاویه وضعیت (rad)             | $\varphi$       |
| نسبت منظری یاتاقان            | $\lambda = L/D$ |

## مقادیر بدون بعد

| عنوان پارامتر بدون بعد | تعریف پارامتر بدون بعد                          |
|------------------------|-------------------------------------------------|
| ضخامت فیلم روانکار     | $\bar{h} = \frac{h}{C}$                         |
| فشار                   | $\bar{P} = \frac{pC^{n+1}}{mRU^n}$              |
| ظرفیت بار یاتاقان      | $\bar{W} = \frac{WC^{n+1}}{m\omega^n R^{n+2}L}$ |

## ۶- مراجع

- [1] Majumdar BC, Pai R, Hargreaves DJ. Analysis of water-lubricated journal bearings with multiple axial grooves. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2004 Feb; 218:135-46.
- [2] He T, Zou D, Lu X, Guo Y, Wang Z, Li W. Mixed-lubrication analysis of marine stern tube bearing considering bending deformation of stern shaft and cavitation. Tribology International. 2014 May; 73:108-16.
- [3] Cabrera DL, Woolley NH, Allanson DR, Tridimas YD. Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2005 Feb; 219:125-32.
- [4] De Kraker A, Van Ostayen RA, Rixen DJ. Calculation of Stribeck curves for (water) lubricated journal bearings. Tribology International. 2007 Mar; 40:459-69.
- [5] Litwin W. Influence of surface roughness topography on properties of water-lubricated polymer bearings: experimental research. Tribology Transactions. 2011 Mar; 54:351-61.
- [6] Wang N, Meng Q, Wang P, Geng T, Yuan X. Experimental research on film pressure distribution of water-lubricated rubber bearing with multiaxial grooves. Journal of Fluids Engineering. 2013 Aug; 135:084501.
- [7] Li P, Zhu Y, Yan K, Xiong Q, Zhang Y. Experimental investigation on the film pressure measurement in microgap water-lubricated hybrid journal bearing. Tribology Transactions. 2017 Sep; 60:814-23.
- [8] Zhou G, Mi X, Wang J, Hu R. Experimental comparison between the Stribeck curves of water lubricated rubber bearing with straight and spiral grooves. Industrial Lubrication and Tribology. 2018 Aug; 70:1326-30.
- [9] Chen Y, Sun Y, He Q, Feng J. Elastohydrodynamic behavior analysis of journal bearing using fluid-structure interaction considering cavitation. Arabian Journal for Science and Engineering. 2019 Feb; 44:1305-20.
- [10] Du Y, Li M. Effects on lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings with journal tilting and surface roughness. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2020 Feb; 234:161-71.
- [11] Liu G, Li M. Lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings with partial wear. Journal of Fluids Engineering. 2020 Feb; 142:021209.
- [12] Han Y, Tang T, Xiang G, Jia H. A fluid-solid-heat coupling analysis for water-lubricated rubber stern bearing considering the deflection of propeller shaft. Applied Sciences. 2021 Jan; 11:1170.
- [13] Zhang X, Yu T, Guo F, Liang P. Analysis of the influence of small quantity secondary lubricant on water lubrication. Tribology international. 2021 Jul; 159:106998.
- [14] Liu G, Li M. Lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings based on an improved algorithm of the mass conservation boundary condition. Journal of Tribology. 2022 Aug; 144:081804.
- [15] Qiao J, Zhou G, Pu W, Li R, He M. Coupling analysis of turbulent and mixed lubrication of water-lubricated rubber bearings. Tribology International. 2022 Aug; 172:107644.
- [16] Guo X, Zhou X, Luo B, Zou Q, Wang Y, Huang J. The effect of creep on the lubrication property of rubber-plastic composite water-lubricated bearings. In 2023 7th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS) 2023 Aug 4 (pp. 1424-1429). IEEE.
- [17] Wu C, Wang Y, Chen F, Long X. A mixed-lubricated friction model of water lubricated bearing based on fractal theory. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2023 Oct; 237:1913-29.
- [18] Shen Y, Zhang Y, Zhang X, Zheng H, Wei G, Wang M. A fluid-structure interaction method for the elastohydrodynamic lubrication characteristics of rubber-plastic double-layer water-lubricated journal bearings. Lubricants. 2023 May; 11:240.

- [19] Xie Z, Jiao J, Yang K, Zhang H. A state-of-art review on the water-lubricated bearing. *Tribology International*. 2023 Feb; 180:108276.
- [20] Profito FJ, Vladescu SC, Reddyhoff T, Dini D. Numerical and experimental investigation of textured journal bearings for friction reduction. *Tribology International*. 2024 Jul; 195:109643.
- [21] Li R, Zhang X, Yang PA, Han Y, Xiao K, Cao Z, Gong X, Shou M. Magnetic-controlled friction behavior of a water-lubricated magnetorheological rubber bearing under boundary lubrication. *Tribology International*. 2024 Jun; 194:109499.
- [22] Li R, Zhou G, Du L, Zhou Q, Yang R, Wang J. A novel analytical approach for determining stiffness and damping coefficients in water-lubricated rubber bearings considering asperity lateral contact. *Advances in Mechanical Engineering*. 2021 Jan; 13:1687814021992961.
- [23] Zhou G, Li P, Liao D, Zhang Y, Zhong P. The friction-induced vibration of water-lubricated rubber bearings during the shutdown process. *Materials*. 2020 Dec; 13:5818.
- [24] Zhang X, Gao W, Cui J, Shen Y, Huang T, Gao G, Cao J. Experimental study on the lubrication and vibration properties of rubber-plastic double-layer bush water-lubricated bearings. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2025 Mar; 77:538-46.
- [25] Zhang Z, Zhou G, Li P, Du L, He M. Research on the vibration behavior of ring-block friction pair made of materials of water-lubricated rubber bearing under special operating conditions. *Applied Sciences*. 2023 Jun; 13:7676.
- [26] Liu Q, Ouyang W, Li R, Jin Y, He T. Experimental research on lubrication and vibration characteristics of water-lubricated stern bearing for underwater vehicles under extreme working conditions. *Wear*. 2023 Jun; 523:204778.
- [27] Zhou G, Qiao J, Pu W, Zhong P. Analysis of mixed lubrication performance of water-lubricated rubber tilting pad journal bearing. *Tribology International*. 2022 May; 169:107423.
- [28] Wang L, Xiang G, Han Y, Yang T, Zhou G, Wang J. A mixed visco-hyperelastic hydrodynamic lubrication model for water-lubricated rubber bearings. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2025 Jan; 286:109887.
- [29] Zhang H, Yuan C, Tan Z. A novel approach to investigate temperature field evolution of water lubricated stern bearings (WLSBs) under hydrodynamic lubrication. *Advances in Mechanical Engineering*. 2021 Feb; 13:1687814021992961.
- [30] Bei Y, Fregly BJ. Multibody dynamic simulation of knee contact mechanics. *Medical engineering & physics*. 2004 Nov; 26(9):777-89.
- [31] Yu R, Chen W, Li P. The analysis of elastohydrodynamic lubrication in the textured journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2016 Oct; 230:1197-208.
- [32] Khonsari MM, Booser ER. *Applied tribology: bearing design and lubrication*. John Wiley & Sons; 2017 Oct 9.