نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، شماره پیاپی ۹۸، جلد ۵۲، شماره ۱، بهار ۱۴۰۱، صفحه ۳۱-۳۹ – پژوهشی کامل – DOI: 10.22034/jmeut.2020.11609

بررسی تأثیرات ترکیبی روانکار تنش کوپلی پیزو ویسکوز و زبری سطح بر روی مشخصات فیلم فشرده در صفحات مخروطی شکل

حجت امین خانی دانشجوی دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران، hojataminkhani@yahoo.com

مقصود دلیری* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران، dr.maghsooddaliri@yahoo.com

محرم شاملی استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران، maharramsameli@yahoo.com

نادر جوانی استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد بناب، دانشگاه آزاد اسلامی، بناب، ایران، njavani@yildiz.edu.tr

چکیده

مطالعه حاضر به بررسی تأثیرات ترکیبی سیال تنش کوپلی پیزو ویسکوز با زبری سطح را در عملکرد فیلم فشرده بین صفحات مخروطی شکل می‌پردازد. بر اساس نظریه کریستنسن، دو نوع ساختار یک بعدی زبری؛ از قبیل الگوهای زبری طولی و الگوهای زبری عرضی در هندسه مورد نظر در نظر گرفته می‌شود. برای این دو نوع الگوی زبری مذکور، معادله اصلاح‌شده تصادفی رینولدز استخراج می‌شود. با استفاده از تکنیک اختلال، یک راه حل تحلیلی تقریبی برای میانگین فشار فیلم روانکار، ظرفیت حمل بار و زمان پاسخ فیلم فشرده بدست می‌آید. مطابق نتایج بدست آمده معلوم شد که استفاده از سیال تنش کوپلی پیزو ویسکوز به عنوان روانکار و با در نظر گرفتن اثرات زبری عرضی سطوح مشخصات فیلم فشرده؛ یعنی توزیع فشار در امتداد فیلم روانکار، ظرفیت حمل بار و زمان دسترسی را به طرز چشم گیری در مقایسه با حالت سیال نیوتنی با لزجت ثابت، افزایش می‌دهد. این درحالی است که اثرات زبری طولی باعث کاهش مشخصات فیلم فشرده در مقایسه با حالت سطح صاف می‌شود.

واژه‌های کلیدی: روانکار تنش کوپلی، وابستگی لزجت به فشار، فیلم فشرده، اثرات زبری سطح، صفحات مخروطی شکل.

Investigation of Combined Effects of Couple Stress Piezo-Viscose Lubricant and surface roughness on the squeeze film characteristics of Conical Plates

H. aminkhani Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Bonab Branch Bonab , Iran

M. Daliri Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Bonab Branch Bonab , Iran

M. shameli Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Bonab Branch Bonab , Iran

N. javani Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Bonab Branch Bonab , Iran

Abstract

The present study investigates the combined effects of piezo-viscous couple stress fluid with surface roughness on the performance of squeezed film between conical plates. According to Christensen's theory, there are two types of one-dimensional roughness structures; Such as longitudinal roughness patterns and transverse roughness patterns are considered in the desired geometry. For these two types of roughness patterns, a stochastic Reynolds equation is extracted. Using the proportion technique, an approximate analytical solution is obtained for the average lubricant film pressure, load carrying capacity and compressed film response time. According to the results, it turned out that using of piezo-viscose couple stress fluid as a lubricant and considering the transvers roughness effects of squeezed film profile surfaces; the pressure distribution along the lubricant film, load carrying capacity, and access time increase relative to the Newtonian fluid state at constant viscosity. While the effects of longitudinal roughness decrease the properties of the squeeze film compared to Newtonian fluid.

Keywords: Couple stress lubricant - Viscosity dependence on pressure - squeezed film - surface roughness effects - conical plates.

۱- مقدمه

مکانیزم‌ها و ماشین‌آلات مدرن و پیشرفته، انواع مختلفی از روانکارهای ترکیبی و بهینه شده را به منظور کارکرد در شرایط عملیاتی پیچیده نیاز دارند. بنابراین استفاده از مقادیر کوچک افزودنی‌ها به روانکار؛ به منظور بهبود خواص رئولوژیکی[1] آنها مورد توجه و علاقه بسیاری از محققین بوده است. تحلیل رفتار جریان رئولوژیکی این گونه

[1] Rheological Properties

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: dr.maghsooddaliri@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۹/۰۶/۱۹
تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۹/۲۴

روانکارها توسط نظریه ریزپیوستار[1] توضیح داده می‌شود. بنابراین نظریه‌های ریزپیوستار بسیاری برای این منظور پیشنهاد داده شده‌اند.[3-1] نظریه ریز پیوستار استوکس[2] [3] ساده‌ترین نظریه هست که این سیالات را به عنوان تنش کوپلی[3] تشریح می کند. کریستالهای مایع[4]، روغن های پلیمری ضخیم[5]، سیالات مصنوعی[6] و حتی خون می توانند به عنوان سیال تنش کوپلی، مطابق با نظریه استوکس مدل شوند.

بررسی رفتار فیلم فشرده با سیالات تنش کوپلی توسط افراد زیادی مورد مطالعه قرار گرفته است. رامانایها [4] مشخصات فیلم فشرده را بین صفحات محدود روانکاری شونده با سیال تنش کوپلی در سال ۱۹۷۹ بررسی کرد. در سال ۱۹۸۲ بوجورک و جایارامن [5] تاثیر روانکار مدل تنش کوپلی را بر روی مشخصات فیلم فشرده بررسی کردند. اسکات و سانتی واتانا [6] تاثیر افزودنی‌های روغنی بر عملکرد یک کلاچ اصطکاکی تر را در سال ۱۹۹۵ مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. در سال۱۹۹۷ لین [7] مشخصات فیلم فشرده یاتاقان‌های ژورنال طویل روانکاری شونده با سیال تنش کوپلی را مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. مطالعه ظرفیت حمل بار بهینه برای یاتاقان‌های لغزنده روانکاری شونده با سیال تنش کوپلی در میدان مغناطیسی در سال ۱۹۹۸ توسط داس [8] مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. شاو- رن لین [9] در سال۱۹۹۸، مشخصات فیلم فشرده یاتاقان ژورنال محدود: مدل سیال تنش کوپلی را مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. احمد و سینگ [10] در سال ۲۰۰۷ یک مدل برای مکانیزم فیلم سیال تنش کوپلی با اشاره به مفصل‌های انسانی ارائه دادند. تاثیر وابستگی لزجت به فشار و تنش کوپلی روی روانکاری فیلم فشرده بین صفحات پله‌ای موازی در سال ۲۰۱۵ توسط نادووینامانی و همکاران [11] مورد مطالعه و تحقیق قرار گرفت. طلوعیان و همکاران [12] در سال ۲۰۲۰ عملکرد فیلم فشرده مابین صفحات مثلثی شکل موازی با روانکار تنش کوپلی فرّوسیال را مورد مطالعه قرار دادند.

وابستگی لزجت به فشار در یک سیال تنش کوپلی نیز مورد توجه بسیاری از محققان بوده است، بطوریکه در سال ۲۰۰۶ لو و همکاران [13] اثرات اینرسی سیال روی فیلم فشرده صفحات حلقوی مگنتوهیدرودینامیک مطالعه کردند. تاثیرات پیزو-ویسکوز روی مشخصات یاتاقان‌های مدور پله‌ای با سیال تنش کوپلی در سال ۲۰۱۳ توسط سینگ [14] مورد تحقیق قرار گرفت. در سال ۲۰۱۵ نادووینامانی و همکاران [15]، تاثیر وابستگی لزجت به فشار و سیال تنش کوپلی‌را در مکانیزم فیلم فشرده بین صفحات پله‌ای موازی مورد بررسی قرار دادند. کومار و همکاران [16]، اثر ترکیبی وابستگی پیزو-ویسکوز و سیال تنش کوپلی برعملکرد فیلم فشرده بین صفحات متخلخل دایره‌ای را در سال ۲۰۱۸ مورد مطالعه قرار دادند.

از طرف دیگر، در عمل، تمام سطوح یاتاقانها تا حدی زبر هستند. ارتفاع ناهمواری های زبری و میانگین فواصل آنها در یاتاقان ها می تواند یکسان فرض شود. حضور این انحرافات در ضخامت فیلم روانکار می‌تواند عامل اصلی تأثیرگذاری درتحمل حمل بار باشد. در نتیجه، طبیعی است که ضخامت فیلم روانکار باید به عنوان یک فرآیند تصادفی در یاتاقان‌هامشخص شود. بنابراین، تأثیرات زبری سطح باید در بررسی عملکرد یاتاقان‌ها گنجانده شود. در سال ۱۹۶۳ بورتن [17] ، اثر دو بعدی زبری سینوسی بر روی مشخصات تکیه‌گاه بار فیلم روانکار را تجزیه و تحلیل کرده است. در سال ۱۹۶۹ کریستنسن [18]، روش احتمالاتی برای روانکاری سطوح زبر را مطرح کرد و مورد مطالعه قرار داد. گورواعیان و پراکاش [19] در سال ۲۰۰۲، تاثیرات زبری‌سطح را در یاتاقان‌های ژورنال متخلخل با ضخامت دلخواه مورد بررسی قرار دادند. در سال ۲۰۰۹ نادووینامانی و همکاران [20]، روانکاری فیلم فشرده یاتاقان‌های ژورنال متخلخل کوتاه زبر با سیال میکروپولار را بررسی کردند. باستی [21] در سال ۲۰۱۳ اثرات ترکیبی زبری سطح و سیال تنش کوپلی را بر عملکرد فیلم فشرده مابین صفحات حلقوی خمیده مورد بررسی قرار داد. در سال ۲۰۱۵، کومار و رائو [22] اثرات زبری سطح در روانکاری فیلم فشرده یاتاقان‌های کروی را مورد بررسی قرار دادند. رائو و همکاران[23]در سال ۲۰۱۹ اثرات ترکیبی زبری سطح و سیال میکروپولار را در مکانیزم فیلم فشرده بین یاتاقان‌های مخروطی مورد مطالعه قرار دادند.

از طرف دیگر، با کاهش ضخامت فیلم روانکار، فشار افزایش پیدا می کند و در نتیجه لزجت با فشار تغییر می کند و لذا برای ارزیابی دقیق مکانیزم فیلم فشرده تغییرات لزجت با فشار بایستی مد نظر قرار گیرد. برای فرموله کردن تغییرات لزجت با فشار رابطه‌ای به فرم زیر توسط باروس[24] ارائه شده است:

$$\mu = \mu_0 \, e^{\alpha p} \qquad (۱)$$

که در آن α پارامتر لزجت وابسته به فشار و μ_0 لزجت در فشار محیط و دمای ثابت در نظر گرفته می‌شود.

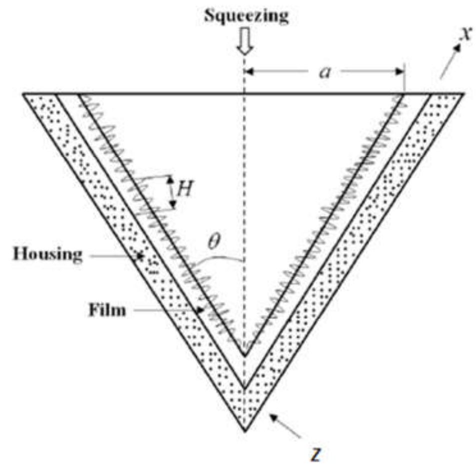
هدف اصلی مطالعه حاضر، تحقیق بر روی تاثیرات ترکیبی وابستگی لزجت-فشار و زبری سطح بر خصوصیات فیلم فشرده در یاتاقان مخروطی شکل روانکاری شونده با سیال تنش کوپلی است. اثرات زبری سطح با الگوهای طولی و عرضی بر روی ویژگی‌های عملیاتی یاتاقان‌های مخروطی تجزیه و تحلیل شده است.

۲- مدل سازی ریاضی

هندسه فیلم فشرده در صفحات مخروطی روغن‌کاری شونده با روانکار تنش کوپلی در شکل ۱ نشان داده شده است. با توجه به شکل، ضخامت فیلم روانکار در جهت محور مخروط، H است و نیز زاویه راس مخروط 2θ و شعاع قاعده a می‌باشد.

---

[1] Micro - Continuum Theory
[2] Stokes
[3] Couple Stress
[4] Liquid Crystals
[5] Polymer-Thickened Oils
[6] Synthetic Fluids



شکل ۱- هندسه فیلم فشرده برای صفحات مخروطی شکل دارای زبری سطح روغن‌کاری شده توسط روانکار تنش کوپلی پیزو-ویسکوز

بر اساس مدل سیال تنش کوپلی معادلات مومنتم و پیوستگی بصورت زیر خواهند بود:

$$-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu_0 e^{\alpha P}\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}-\eta\frac{\partial^4 u}{\partial z^4}=0 \qquad (۲)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z}=0 \qquad (۳)$$

$$\frac{1}{x}\frac{\partial (xu)}{\partial x}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \qquad (۴)$$

به طوری که u و w به ترتیب مولفه‌های سرعت در جهت محورهای x و z می باشند و p بیانگر فشار است. η بیان‌گر ثابت مادی برای سیال تنش کوپلی می‌باشد.

برای نشان دادن زبری سطح ، عبارت برای ضخامت فیلم از دو بخش در نظر گرفته شده است:

$$H^*=h^*+h_s^*(x,\theta,\xi) \qquad (۵)$$

h^* ضخامت اسمی زبری، h_s^* قسمتی از زبری که از ضخامت اسمی اندازه گیری می‌شود و مقدار آن از صفر تا بیشینه زبری هست. ξ اندیس ترتیب زبری می‌باشد.

شرایط مرزی سرعت در ناحیه روانکاری روی سطح به صورت زیر می‌باشد:

$$u=0,\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}=0,w=0 at z=0 \qquad (۶)$$

$$u=0,\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}=0,w=sin\theta\frac{dh}{dt} at z=Hsin\theta \qquad (۷)$$

درمعادله (۶) مربوط به شرایط مرزی، معادلات $u=0$, $z=0$ نشانگر شرط عدم لغزش می‌باشند. در مورد رابطه $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}=0$ می توان گفت با توجه به نظریه استوکس، به خاطر صفر شدن تنش‌های کوپلی در تماس با مرز جامد حاصل می‌شود، که مرز جامد اجازه چرخش به سیال تنش کوپلی را نمی‌دهد. در مورد معادلات شماره (۷) نیز می توان گفت که در روی سطح مخروط ، $x=0$ شرط عدم لغزش می باشد، ولی در $z=Hsin\theta$ در امتداد محور z به لحاظ حرکت مخروط به سمت پایین برابر $w=sin\theta\frac{dh}{dt}$, خواهد بود. همچنین تنش کوپلی $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}=0$ نیز مطابق آنچه در بالا گفته شد، برابر صفر خواهند شد.

با حل معادلات (۲) و (۳) و با توجه به شرایط مرزی (۶) و (۷) و با در نظر گرفتن معادله باروس (۱) خواهیم داشت:

$$u=\frac{-1}{2\mu_0}\frac{\partial P}{\partial x}e^{-2\alpha P}\left\{e^{\alpha P}(Hsin\theta z-z^2)-2l^2\left(1-\frac{\cosh\left(\frac{e^{0.5\alpha P}(2z-Hsin\theta)}{2l}\right)}{\cosh\left(\frac{e^{0.5\alpha P}Hsin\theta}{2l}\right)}\right)\right\} \qquad (۸)$$

به طوری که $l=\left(\frac{\eta}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}}$ می‌باشد.

با جایگزین کردن u در معادله پیوستگی (۲) و انتگرال‌گیری از آن، معادله رینولدز فیلم فشرده سیال تنش کوپلی با لحاظ کردن وابستگی لزجت به فشار به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{1}{x}\frac{\partial}{\partial x}\left(f(H,l,\alpha,P)x\frac{\partial P}{\partial x}\right)=-12\mu_0 sin\theta dH/dt \qquad (۹)$$

به طوری که

$$f(H,l,\alpha,P)=e^{-\alpha P}H^3sin^3\theta+24e^{-2.5\alpha P}l^3\tanh\left(\frac{e^{0.5\alpha P}Hsin\theta}{2l}\right)-12e^{-2\alpha P}Hsin\theta l^2$$

فرض می‌شود $g(h_s)$ تابع چگالی احتمال (PDF)[1] برای ضخامت فیلم متغیر h_s باشد. با در نظر گرفتن میانگین تصادفی برای معادله (۹) و با توجه به معادله $g(h_s)$، معادله رینولدز اصلاح‌شده میانگین به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\frac{1}{x}\frac{\partial}{\partial x}\left(E[f(H,l,\alpha,P)]x\frac{\partial E[P]}{\partial x}\right)=\frac{12\mu_0 sin\theta dE[H]}{dt} \qquad (۱۰)$$

در معادله بالا، عملگر $E(*)$ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$E(*)=\int_{-\infty}^{\infty}(*)g(h_s)dh_s \qquad (۱۱)$$

بر اساس نظریه تصادفی کریستنسن [18] و از آنجا که بیشتر سطوح زبر مهندسی بطور طبیعی از نوع گاوسین[2] هستند، یک فرم چند جمله‌ای برای تقریب توزیع گاوسی توسط رابطه زیر می توان در نظر گرفت:

$$g(h_s)=\begin{cases}\frac{35}{32c^7}(c^2-{h_s}^2)^3; & -c\le h_s\le c\\ 0; & elsewhere\end{cases} \qquad (۱۲)$$

که c برابر با نصف تغییرات کلی تصادفی فیلم روانکار می‌باشد و $\sigma=\pm\frac{c}{3}$ برابر انحراف استاندارد می‌باشد.

با معرفی متغیرهای بی‌بعد و پارامترها به صورت زیر:

[1] Probability Density Function
[2] Gaussian

$$x^* = \frac{x}{a\csc\theta};\ H^* = \frac{H}{h_o};\ P^* = \frac{E[P]{h_o}^3}{\eta_0 a^2 \csc\theta\left(\frac{-dE[H]}{dt}\right)} \quad (۱۳)$$

$$G = \frac{\alpha\eta_0 a^2\left(\frac{-dE[H]}{dt}\right)\csc\theta}{{h_o}^3};\ l^* = \frac{l}{h_o} \quad (۱۴)$$

که h_0 ضخامت اولیه فیلم روانکار می‌باشد.

بنابراین با جایگذاری پارامترهای بدون بعد بالا در معادله اصلاح‌شده بدون بعد رینولدز (۱۰) به صورت زیر داریم:

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left(E[f^*(H^*,l^*,G,P^*)]x^*\frac{\partial P^*}{\partial x^*}\right) = -12x^* \quad (۱۵)$$

به طوری که

$$f^*(H^*,l^*,G,P^*) = e^{-GP^*}{H^*}^3 sin^3\theta + 24e^{-2.5GP^*}{l^*}^3\, tanh(\frac{e^{0.5GP^*}H^* sin\theta}{2l^*}) - 12e^{-2GP^*}H * sin\theta {l^*}^2$$

مطابق با نظریه تصادفی کریستنسن [18] تجزیه و تحلیل برای دو نوع الگوی یک بعدی طولی و عرضی انجام می‌گیرد.

۲-۱- زبری طولی

در این مدل، امتداد زبری‌ها به شکل برآمدگی‌ها و شیارهای نازک و بلند در امتداد محور x قرار دارند. در این حالت، ضخامت فیلم روانکار بدون بعد به صورت زیر تعریف می شود:

$$H^* = h^* + h_s^*(\theta,\xi) \quad (۱۶)$$

بر این اساس معادله اصلاح‌شده رینولدز به فرم زیر تشکیل می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left(E[f^*(H^*,l^*,G,P^*)]x^*\frac{\partial P^*}{\partial x^*}\right) = -12x^* \quad (۱۷)$$

۲-۲- زبری عرضی

در این مدل، جریان زبری‌ها به شکل برآمدگی‌ها و شیارهای نازک و بلند در جهت θ قرار دارند. در این حالت، ضخامت فیلم روانکار بدون بعد به صورت زیر تعریف می شود:

$$H^* = h^* + h_s^*(x,\xi) \quad (۱۸)$$

بر این اساس معادله اصلاح‌شده رینولدز به فرم زیر شکل خواهد بود:

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left(\frac{x^*}{E[\frac{1}{f^*(H^*,l^*,G,P^*)}]}\frac{\partial P^*}{\partial x^*}\right) = -12x^* \quad (۱۹)$$

به لحاظ اینکه ما در هر دو جهت x و θ زبری سطح در نظر گرفتیم، بنابراین برای به دست آوردن معادله کلی که هر دو زبری طولی و عرضی را لحاظ نماید، می‌توان معادله‌های (۱۵) و (۱۷) را به صورت زیر ادغام کرد:

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left(E[N^*(H^*,l^*,G,P^*,c^*)]x^*\frac{\partial P^*}{\partial x^*}\right) = -12x^* \quad (۲۰)$$

به طوری‌که:

$$N^*(H^*,l^*,G,P^*,c^*) = \left\{\begin{matrix} E[f^*(H^*,l^*,G,P^*)] for\ longitudinal\ roughness \\ E[\frac{1}{f^*(H^*,l^*,G,P^*)}]^{-1} for\ transverse\ roughness \end{matrix}\right\} \quad (۲۱)$$

معادله بی‌بعد رینولدز (۲۰) یک معادله غیرخطی مرتبه بالا می‌باشد. برای به دست آوردن حل تقریبی مرتبه اول برای مقادیر کوچک پارامتر لزجت $0 < G \ll 1$، یک روش اختلال برای فشار فیلم روانکار بصورت زیر استفاده می‌شود:

$$P^* = P_0^* + GP_1^* \quad (۲۱)$$

با استفاده از معادله (۲۱) و حل معادله رینولدز (۲۰) و با صرف نظر کردن از از مراتب دوم و بالاتر G، دو معادله (۲۲) و (۲۳) به ترتیب برای P_0^* و P_1^* به دست می‌آید.

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left\{x^*\frac{\partial P_0^*}{\partial x^*}\right\} = -\frac{12x^*}{N_0^*(h^*,l^*,c^*)} \quad (۲۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial x^*}\left\{x^*\frac{\partial P_1^*}{\partial x^*}\right\} = \frac{-N_1^*(h^*,l^*,c^*)}{N_0^*(h^*,l^*,c^*)}\frac{\partial}{\partial x^*}\left\{x^* P_0^*\frac{\partial P_0^*}{\partial x^*}\right\} \quad (۲۳)$$

به طوری که:

$$f_0^*(h^*,l^*) = {h^*}^3 sin^3\theta + 24{l^*}^3\, tanh(\frac{h^* sin\theta}{2l^*}) - 12h^* sin\theta {l^*}^2$$

و

$$f_1^*(h^*,l^*) = -{h^*}^3 sin^3\theta - 60{l^*}^3\, tanh(\frac{h^* sin\theta}{2l^*}) + 6h^* sin\theta {l^*}^2[4 + sech^2(\frac{h^* sin\theta}{2l^*})]$$

در معادله بالا، G پارامتر لزجت-فشار را نشان می‌دهد که ناشی از اثرات تغییر لزجت با فشار است.

با حل معادلات (۲۲) و (۲۳) و با لحاظ کردن شرایط مرزی وابسته به فشار، برای صفحات فیلم فشرده مخروطی شکل، به صورت زیر:

$$\frac{dP_0^*}{dx^*} = \frac{dP_1^*}{dx^*} = 0 at x^* = 0$$
$$P_0^* = P_1^* = 0 at\ x^* = 1 \quad (۲۴)$$

معادله بدون بعد فشار در ناحیه فیلم روانکار به صورت زیر به دست می‌آید:

$$P^* = \frac{3(1-{x^*}^2)}{N_0^*(H^*,l^*,c^*)} - \frac{9}{2}G[\frac{N_1^*(H^*,l^*,c^*)}{\{N_0^*(H^*,l^*,c^*)\}^3}\left((1-{x^*}^2)\right)^2] \quad (۲۵)$$

با انتگرال‌گیری از فشار فیلم روانکار در ناحیه فیلم فشرده می‌توان ظرفیت حمل بار را به صورت زیر به دست خواهد آمد:

$$\mathrm{E}[w] = \int_0^{a\,csc\theta} E[P] 2\pi x\, dx \quad (۲۶)$$

با معرفی ظرفیت حمل بار به صورت زیر:

$$W^* = \frac{E[W]{h_o}^3}{\pi\mu_0 a^2(\frac{dH}{dt})csc^3\theta} = 2\int_0^1 P^* x^*\, dx^* \quad (۲۷)$$

با استفاده از معادله (۲۵) ظرفیت حمل بار بدون بعد به صورت زیر به دست می‌آید:

$$W^* = \frac{3}{2}\left\{\frac{\{N^*(H^*,l^*,c^*)\}^2 - GN_1^*(H^*,l^*,c^*)}{\{N_0^*(H^*,l^*,c^*)\}^3}\right\} \quad (۲۸)$$

با معرفی زمان پاسخ بدون بعد به صورت زیر:

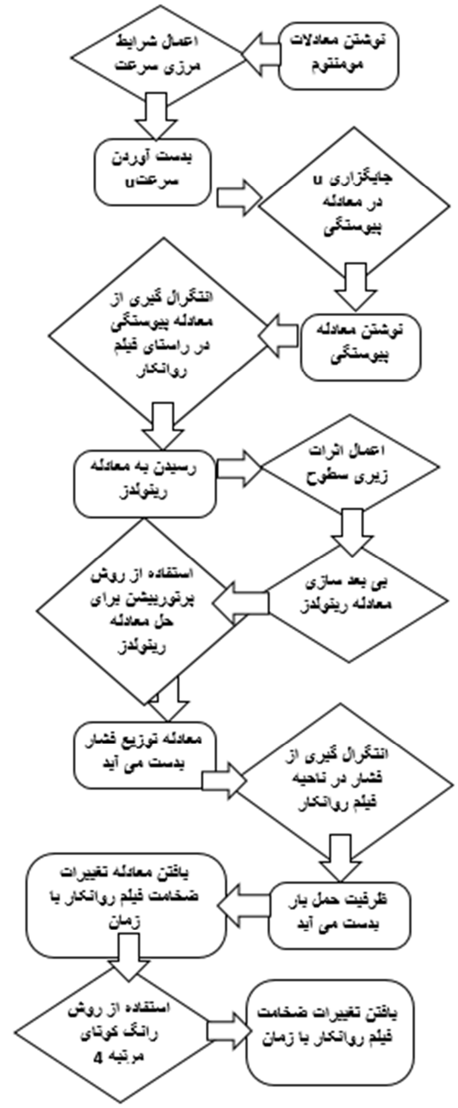
$$t^* = \frac{E[W]h_o{}^2}{\pi\mu_0 a^3 csc^3\theta} t \quad (۲۹)$$

می‌توان رابطه بین ضخامت بازمان را از رابطه (26) به فرم زیر به دست آورد:

$$\frac{dh^*}{dt^*} = \left\{\frac{-1}{W^*}\right\} \quad (۳۰)$$

معادله فوق یک معادله دیفرانسیل معمولی غیرخطی مرتبه بالا می‌باشد، بنابراین روش حل بایستی به روش عددی تغییر یابد. به منظور استخراج نتایج دقیق روش رانگ-کوتای مرتبه چهارم با در نظر گرفتن شرط اولیه $h^* = 1$ در $t^* = 0$ مورد استفاده قرار می‌گیرد.

در زیر فلوچارت کلی انجام محاسبات آورده شده است.



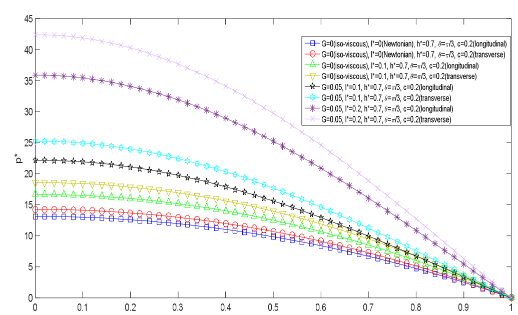
شکل ۲- فلوچارت کلی انجام محاسبات

۳- بحث و بررسی

در این مطالعه یک روانکار تنش کوپلی پیزو- ویسکوز بین صفحات مخروطی شکل در نظر گرفته می‌شود. پارامتر c بیانگر تاثیرات زبری سطح روی عملکرد فیلم فشرده می باشد و l^* پارامتر تنش کوپلی را نشان می‌دهد. G بیانگر پارامتر وابستگی لزجت به فشار می‌باشد. با استفاده از معادلات روانکار تنش کوپلی پیزو-ویسکوز و مومنتم به همراه معادله پیوستگی، معادله رینولدز بدون بعد (۱۰) برای مکانیزم فیلم فشرده بین صفحات مخروطی شکل روانکاری شونده با سیال تنش کوپلی بدست می‌آید. این مشخصات شامل، فشار ناحیه روانکاری، ظرفیت حمل بار و زمان پاسخ فیلم روانکار می‌باشند.

۳-۱- نتایج فشار ناحیه فیلم روانکار

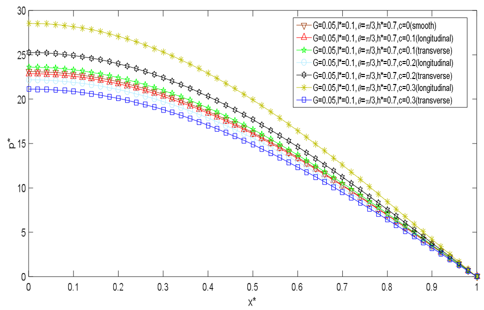
شکل ۳ تغییرات فشار بی بعد p^* را با مختصه x^* با مقادیر مختلف G و l^* برای مقادیر $h^* = 0.7$ و $c = 0.2$ و $\theta^* = 60^\circ$ برای هردو نوع الگوی زبری طولی و عرضی نمایش می‌دهند. مشاهده می‌شود که مقدار حداکثر p^* در x^* کمتر می‌باشد. یعنی با کاهش x^* مقدار p^* افزایش پیدا می‌کند. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش اثرات وابستگی لزجت- به فشار G و پارامترتنش کوپلی l^*، فشار ناحیه فیلم روانکار در مقایسه با سیال نیوتنی افزایش پیدا می‌کند. بعلاوه مشاهده می‌شود که افزایش فشار در ناحیه فیلم روانکار در الگوی زبری عرضی بیشتر از الگوهای زبری طولی می‌باشد. برای تفسیر این مسئله می توان چنین عنوان کرد که در x*=0 که تقریبا در نوک مخروط می باشد، مساحت بسیار اندک می‌باشد و رفته رفته که به سمت x*=1 می‌رویم، مقدار سطح تماس افزایش پیدا می‌کند. این مسئله باعث می‌شود که بیشترین مقدارP* در مساحت کمتر یعنی در ناحیه اطراف نوک مخروط بیشتر از سایر نقاط نمودار باشد. با افزایش مقادیر پارامتر سیال تنش کوپلی و پارامتر وابستگی لزجت به فشار در سیالات غیر نیوتنی این مقدار به طور قابل ملاحظه ای در مقایسه با سیال نیوتنی افزایش پیدا کرده است. این قضیه در مورد زبری های عرضی در مقایسه با زیری طولی به لحاظ عدم فرار سیال در زبری های عرضی نیز نتایج بهتری را ارائه می‌دهد.



شکل ۳- تغییرات فشار بی بعد p^* را با مختصه x^* برای مقادیر مختلف G و l^* برای مقادیر $h^* = 0.7$ و $c = 0.2$ و $\theta^* = 60^\circ$ برای هردو نوع الگوی زبری طولی و عرضی

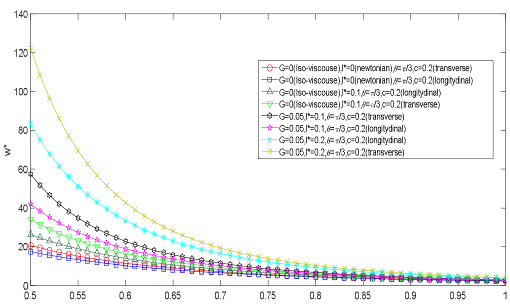
شکل ۴ تغییرات فشار بی بعد p^* را با مختصه x^* برای مقادیر مختلف c در $h^* = 0.7$ و $l^* = 0.1$ و $G = 0.05$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع الگوی زبری طولی و عرضی نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که تاثیر

پارامتر زبری c موجب افزایش فشار فیلم p^* در ناحیه روانکاری برای هر دو نوع الگوی زبری می‌شود. دلیل فیزیکی در این است که در الگوهای زبری عرضی امتداد دره‌ها و بلندی‌ها در امتداد محور z می‌باشند، و در این حالت این دره‌ها و بلندی‌ها بصورت سدی در برابر فرار سیال روانکار عمل کرده و موجب افزایش فشار در ناحیه روانکاری می‌شوند، در حالی که این دره‌ها و بلندی‌ها در الگوهای زبری طولی موازی و هم‌جهت با محور x می‌باشند، و به این خاطر سیال روانکار به راحتی در امتداد خطوط دره‌ها و شیارها جریان پیدا کرده و موجب کاهش فشار در ناحیه روانکاری می‌شوند.



شکل ۴- تغییرات فشار بی بعد p^* را با مختصه x^* برای مقادیر مختلف c در $h^* = 0.7$ و $l^* = 0.1$ و $G = 0.05$ و $\theta^* = 60^\circ$ برای هردو نوع الگوی زبری طولی و عرضی

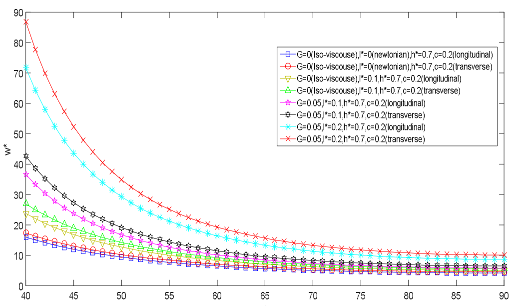
۳-۲- نتایج تغییرات ظرفیت حمل بار بی‌بعد



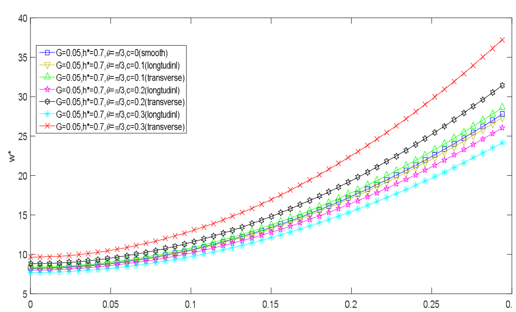
شکل ۵- تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با h^* را برای مقادیر مختلف G و l^* و $c^* = 0.2$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع زبری

شکل ۵ تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با h^* را برای مقادیر مختلف G و l^* در $c = 0.2$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع زبری را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که ظرفیت حمل بار بدون w^* بعد با افزایش G و l^* برای هر دو نوع الگوی زبری افزایش پیدا می‌کند. همچنین تاثیرات غیر نیوتنی $(l^* \neq 0)$ برای ظرفیت حمل بار در مقایسه با حالت سیال نیوتنی، زمانیکه اثرات وابستگی لزجت با فشار گنجانده شده است بیشتر است. مطابق شکل ۵ ملاحظه می‌شود که با کاهش *h ظرفیت حمل بار افزایش پیدا می‌کند و این یک امر بدیهی می‌باشد. بخاطر اینکه با افزایش بار اعمالی به یاتاقان ضخامت روانکار کم خواهد شد.

تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با θ را برای مقادیر مختلف G با $l^* = 0.1$ و $c = 0.2$ و برای هردو نوع زبری در شکل ۶ نشان داده‌شده است. مشاهده می‌شود که ظرفیت حمل بار بدون بعدw^* با افزایش زاویه θ کاهش پیدا می‌کند. از آنجایی‌که اثرات ترکیبی وابستگی لزجت با فشار و تنش کوپلی سیال غیر نیوتنی به همراه اثرات زبری سطح موجب افزایش فشار در ناحیه فیلم روانکار می‌شود در نتیجه ظرفیت حمل بار w^* را نیز افزایش می‌دهد. همچنین ظرفیت حمل بار w^* برای الگوهای زبری عرضی در مقایسه با الگوهای طولی برای مقادیر بالاتر G و l^*در زاویه راس مخروط θ کوچکتر، بیشتر می‌باشد. برای تفسیر فیزیکی مسئله باید عنوان کرد که در زوایای راس کوچک مخروط مقدار سطح تماس در مقایسه با زوایای بزرگتر راس مخروط، کوچکتر بوده و این مسئله باعث بیشتر بودن فشار ناحیه روانکاری در زوایای راس کوچک مخروط می‌شود. با افزایش فشار در ناحیه فیلم روانکار نیز، ظرفیت حمل بار نیز افزایش خواهد یافت. در حالت زاویه راس ۹۰ درجه، حالت صفحات مخروط به صفحات دایروی تبدیل می‌شوند ، که در این حالت مقدار مساحت سطح تماس افزایش قابل ملاحظه ای خواهد داشت و در نتیجه ظرفیت حمل بار پایین خواهد آمد.



شکل ۶- تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با θ را برای مقادیر مختلف G و l^* در $h^* = 0.7$ و $c = 0.2$ برای هردو نوع زبری

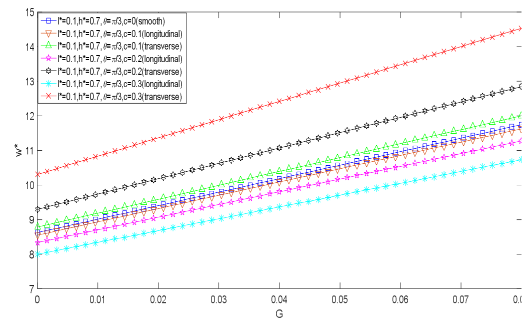


شکل ۷- تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با l^* را برای مقادیر مختلف c و با $h^* = 0.7$ و $G = 0.7$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع زبری

شکل ۷ تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با l^* را برای مقادیر مختلف c و با $h^* = 0.7$ و $\mathrm{G} = 0.7$ و $\theta = 60^\circ$ برای الگوی زبری عرضی نشان می‌دهد. برای هر دو نوع الگوی زبری مشاهده می‌شود که تاثیر سیال غیر نیوتنی تنش کوپلی موجب افزایش ظرفیت حمل بار w^* در مقایسه با حالت سیال نیوتنی می‌شود. این موضوع برای زبری سطح عرضی بیشتر از زبری طولی و برای زبری طولی کمتر از سطح صاف می‌باشد. می‌توان گفت که از لحاظ فیزیکی به دلیل

افزایش مقادیر پارامتر سیال تنش کوپلی l^*، که این پارامتر نیز با اندازه ذرات و مواد افزودنی به سیال پایه جهت بهبود شاخص لزجت سیال در ارتباط می باشد، هرچه اندازه مواد افزودنی به سیال بیشتر باشد، لزجت سیال افزایش پیدا کرده و در نهایت باعث می شود ماندگاری سیال در بین مخروط و بستر بیشتر شده و ظرفیت حمل بار افزایش پیدا می‌کند.

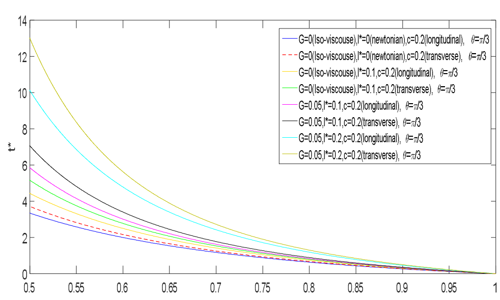
شکل ۸ تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* با G را برای مقادیر مختلف c و با $h^* = 0.7$ و $l^* = 0.1$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع زبری نشان الگوهای عرضی در مقایسه به سطح صاف افزایش پیدا می‌کند در حالی که برای الگوهای طولی این موضوع برعکس می‌باشد و موجب کاهش ظرفیت حمل بار می‌گردد. مشاهده می‌شود که با افزایش G، ظرفیت حمل بار برای هر دو نوع الگوی زبری، افزایش پیدا می‌کند. می‌توان نتیجه گرفت که لحاظ کردن اثرات وابستگی لزجت به فشار نتایج دقیق‌تری از تغییرات فشار ارائه می‌دهد.



شکل ۸- تغییرات ظرفیت حمل بار بدون بعد w^* را با مختصه G برای مقادیر مختلف c وبا $h^* = 0.7$ و $l^* = 0.1$ و $\theta = 60^\circ$ برای هردو نوع الگوی زبری طولی و عرضی

۳-۳- نتایج زمان فیلم فشرده

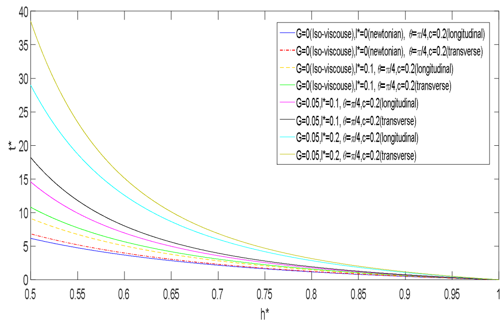
اشکال ۹ و ۱۰ تغییرات زمان پاسخ بدون بعد T^* فیلم روانکار را با ضخامت h^* برای مقادیر مختلف l^* و G با $\theta = 60^\circ$ و $\theta = 45^\circ$ به ترتیب برای هر دو نوع الگوی زبری نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که کاهش مقادیر h^* باعث افزایش زمان پاسخ فیلم فشرده می‌شود. همچنین می‌توان مشاهده کرد که در حضور پارامترهای غیر نیوتنی l^* با سیال پیزوویسکوز نتایج حاکی از افزایش زمان پاسخ T^* فیلم ناحیه روانکاری، در مقایسه با سیال نیوتنی می‌شود.



شکل ۹- تغییرات زمان پاسخ بدون بعد T^* فیلم روانکار را با ضخامت h^* برای مقادیر مختلف l^* و G با $\theta = 60^\circ$ و $c = 0.2$ برای هر دو نوع الگوی زبری

همچنین مشاهده می‌شود که کاهش زاویه راس مخروط θ باعث افزایش زمان پاسخ فیلم فشرده می‌شود. بعلاوه افزایش زمان پاسخ بی بعد T^* فیلم فشرده برای الگوهای زبری عرضی نسبت به الگوهای زبری طولی برجسته‌تر است. همچنین مشاهده می‌شود که کاهش مقدار زاویه θ موجب افزایش اثرات سیال تنش کوپلی وابستگی لزجت به فشار در زمان پاسخ بدون بعد فیلم روانکار می‌شود.

می‌توان چنین نتیجه گیری کرد که استفاده از روانکار تنش کوپلی پیزوویسکوز، زمان لازم برای کاهش ضخامت فیلم روانکار، یعنی رسیدن صفحات مخروطی به یکدیگر را در مقایسه با سیال نیوتنی ایزوویسکوز، افزایش خواهد داد و باعث بهبود شرایط روانکاری خواهد شد.



شکل ۱۰- تغییرات زمان پاسخ بدون بعد T^* فیلم روانکار را با ضخامت h^* برای مقادیر مختلف l^* و G با $\theta = 45^\circ$ و $c = 0.2$ برای هر دو نوع الگوی زبری

۴- نتیجه گیری

بر اساس مدل سیال تنش کوپلی استوکس[1] برای روانکار و معادله باروس [24] [2] برای وابستگی لزجت به فشار، در این تحقیق اثرات ترکیبی سیال تنش کوپلی غیر نیوتنی با وابستگی لزجت به فشار با تاثیرات زبری سطح روی عملکرد فیلم فشرده یاتاقان‌های مخروطی بحث شده است. پارامترتنش کوپلی l^*، وابستگی لزجت-فشار G و زبری سطح c^* و زاویه راس مخروط θ پارامترهای تاثیرگذار برفشار، ظرفیت حمل بار و زمان پاسخ فیلم فشرده هستند. پارامتر l^* نسبت اندازه میکروساختار به حداقل ضخامت فیلم روانکار را نشان می‌دهد. از این رو l^* مکانیسم اثر متقابل سیال با ساختار یاتاقان می‌باشد. هرچه مقدار l^* به سمت صفر میل کند، معادله رینولدز بدون بعد به سمت معادله سیال نیوتنی سوق پیدا می‌کند. هنگامی که l^* مقداری بزرگ است، اثرات تنش کوپلی چشمگیر میباشد. از معادله باروس [24] تاثیر لزجت-فشار سیال روانکار تاثیرات لزجت با فشار با جمله G تعیین می‌شود. اثرات زبری سطح با پارامتر c^* مشخص می‌شود. زمانیکه c^* به سمت صفر میل می‌کند، اثرات زبری سطح نیز بی‌تاثیر خواهد بود.

۵- جدول مشخصات رئولوژیکی روانکار

حال با توجه به جدول مشخصات رئولوژیکی روانکار می‌توان روانکاری تولید کرد که شرایط مشخص شده در جدول‌را داشته باشد.

[1] Stokes
[2] Barus

بعلت اینکه روانکاری انجام گرفته در این تحقیق از نوع روانکاری هیدرودینامیک می‌باشد و از نوع الاستو هیدرودینامیک نمی‌باشد، بنابراین تغییرات مدول الاستیسیته و تغییر شکل‌ها در نظر گرفته نمی‌شود و جسم تقریبا صلب در نظر گرفته می‌شود، به همین دلیل جنس سطوح در این تحقیق چندان مورد توجه قرار نمی‌گیرد.

جدول ۱- مشخصات رئولوژیکی روانکار

تعریف مشخصه	نماد مشخصه	اندازه مشخصه
مشخصه طولی مواد افزودنی، $(\eta/\mu)^{(1/2)}$	l	$12\times10^{-6}\ m$
ضریب لزجت - فشار	α	$2\times10^{-8}\ m^2/N$
پارامتر لزجت - فشار $\alpha\mu_0 a^2 V/h_0^3$	G	0.04
لزجت در دمای محیط و فشار ثابت	μ_0	$2.7\times10^{-5}\ pa.s$
ضخامت فیلم روانکار در $t=0$	h_0	$12\times10^{-5}\ m$
سرعت فشردگی $Ph_0^3/\mu_0 a^2 V$	V	$3.2\ m/s$
ثابت مادی سیال تنش کوپلی	η	$3.888\times10^{-15}\ N.s$
پارامتر تنش کوپلی l/h_0	l^*	0.1
پارامتر زبری	c	۰،۲

۶- اعتبار سنجی

با توجه به اینکه در صنعت دیتا بیس مشخص و مدونی برای اعتبار سنجی نتایج حاصل وجود ندارد و همچنین ابزار نرم افزار مشخصی که بتوان نتایج حاصل را اعتبار سنجی نمود، وجود ندارد و کار انجام یافته در این پژوهش نیز در ادامه و تکمیل کارهای پیشین می باشد، بنابراین جهت جهت اثبات درستی کار انجام یافته می بایست با حذف جملاتی از کار انجام یافته در این رساله و ایجاد مشابهت به کارهای انجام یافته در گذشته، اعتبار سنجی انجام گیرد.

برای اعتبار سنجی‌تاثیرات سیال تنش کوپلی غیر نیوتنی با وابستگی لزجت به فشارو زبری سطح بر روی صفحات مخروطی شکل نیز می توان از کار انجام گرفته توسط رایو و همکاران [25] با عنوان اثرات وابستگی لزجت به فشار و زبری سطح بر روی مشخصات فیلم فشرده در یک سیال غیر نیوتنی میکروپلار در یاتاقانهای مخروطی شکل که در سال ۲۰۱۸ انجام یافته است استفاده کرد. بدین صورت که با صرف نظر از اثرات سیال میکروپلار در کار رایو و همکاران و همچنین صرف نظر کردن از اثرات سیال تنش کوپلی در کار حاضر نتایج حاصل شبیه به هم خواهند بود و نمودارها و حتی نقاط شروع و پایانی نمودارها نیز همانند یکدیگر خواهند شد.

۷- مراجع

[1] Ariman T., Turk M., and Sylvester N., Microcontinuum fluid mechanics—a review, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 11, No. 8, pp. 905-930, 1973.

[2] Ariman T., Turk M., and Sylvester N.,Applications of microcontinuum fluid mechanics, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 12, No. 4, pp. 273-293, 1974.

[3] Stokes V. K., Couple stresses in fluids. *The physics of fluids*, Vol. 9, No. 9, pp. 1709-1715, 1966.

[4] Ramanaiah G., Squeeze films between finite plates lubricated by fluids with couple stress. *Wear,* Vol. 54, No. 2, pp. 315-320, 1979.

[5] Bujurke N. and Jayaraman G., The influence of couple stresses in squeeze films. *International Journal of Mechanical Sciences,* Vol. 24, No. 6, pp. 369-376, 1982.

[6] Scott W. and Suntiwattana P., Effect of oil additives on the performance of a wet friction clutch material. *Wear,* Vol. 181, pp. 850-855, 1995.

[7] Lin J. R., Squeeze film characteristics of long partial journal bearings lubricated with couple stress fluids. *Tribology International,* Vol. 30, No. 1, pp. 53-58, 1997.

[8] Das N., A study of optimum load-bearing capacity for slider bearings lubricated with couple stress fluids in magnetic field. *Tribology International,* Vol. 31, No. 7, pp. 393-400, 1998.

[9] Lin J.-R., Squeeze film characteristics of finite journal bearings: couple stress fluid model. *Tribology International,* Vol. 31, No. 4, pp. 201-207, 1998.

[10] Ahmad N.and Singh J., A model for couple-stress fluid film mechanism with reference to human joints. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* Vol. 221, No. 6, pp. 755-759, 2007.

[11] Naduvinamani N., Effect of Piezoviscous Dependency and Couple Stress on Squeeze Film Lubrication Between Parallel Stepped Plates. *Tribology Transactions,* Vol. 59, No. 2, pp. 237-243,

[12] Toloian A., Daliri M., and Javani N., The Performance of Squeeze Film between Parallel Triangular Plates with a Ferro-Fluid Couple Stress Lubricant. *Advances in Tribology,* Vol. 2020, 2020.

[13] Lu R.-F., Chien R.-D., and Lin J.-R., Effects of fluid inertia in magneto-hydrodynamic annular squeeze films. *Tribology International,* Vol. 39, No. 3, pp. 221-226, 2006.

[14] Singh U. P., Effects of piezo-viscous dependency on squeeze film between circular plates: Couple Stress fluid model. 2014.

[15] Naduvinamani N., Effect of Piezoviscous Dependency and Couple Stress on Squeeze Film Lubrication Between Parallel Stepped Plates. *Tribology Transactions,* Vol. 59, No. 2, pp. 237-243, 2016.

[16] Kumar V., Naganagowda H. B., Kumar J. S. , and Thimmaiah R. B., Combined Effect of Piezo-Viscous Dependency and Non-Newtonian Couple Stresses in Porous Squeeze-Film Circular Plate.

[17] Burton R., Effects of two-dimensional, sinusoidal roughness on the load support characteristics of a lubricant film. 1963.

[18] Christensen H., Stochastic models for hydrodynamic lubrication of rough surfaces. *Proceedings of the institution of mechanical engineers,* Vol. 184, No. 1, pp. 1013-1026, 1969.

[19] Gururajan K. and Prakash J., Roughness effects in a narrow porous journal bearing with arbitrary porous

wall thickness. *International Journal of Mechanical Sciences,* Vol. 44, No. 5, pp. 1003-1016, 2002.

[20] Naduvinamani N., Santosh S., and Siddanagouda A., On the squeeze film lubrication of rough short porous partial journal bearings with micropolar fluids. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* Vol. 224, No. 3, pp. 249-257, 2010.

[21] Basti D. P. , Effect of surface roughness and couple stresses on squeeze films between curved annular plates. *International Scholarly Research Notices,* Vol. 2013, 2013.

[22] Kumar J. V.and Rao R. R., Effects of Surface Roughness in Squeeze Film Lubrication of Spherical Bearings. *Procedia Engineering,* Vol. 127, pp. 955-962, 2015.

[23] Rao P. S. and Kumar Rahul A., Effect of viscosity variation on non-Newtonian lubrication of squeeze film conical bearing having porous wall operating with Rabinowitsch fluid model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,* Vol. 233, No. 7, pp. 2538-2551, 2019.

[24] Barus, C. (1893), Isothermal, isopiestics and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*, 45, pp 87-96.

[25] RaoP. S., Birendra Murmu and Santosh Agarwal, Piezo-Viscous Dependency and Surface Roughness Effects on the Squeeze Film Characteristics of Non-Newtonian Micropolar Fluid in Conical Bearings. *Japanese Society of Tribologists*,Vol.13,No.5(2018)282-289