



تحلیل الاستوهیدرودینامیک دمایی آب‌بند مکانیکی به روش تفاضل محدود

محسن رحیم‌پور^۱ و صالح اکبرزاده^{۲*}

^۱ دانشجوی دکتری، گروه مکانیک، پردیس دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

یادداشت تحقیقاتی، تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۲۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۸/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۱۰/۲۵

چکیده

امروزه تحلیل الاستوهیدرودینامیک آب‌بند مکانیکی در راستای بهبود عملکرد آب‌بند یکی از مهمترین مسائل است تا بواسطه آن بتوان نشستی سیال از تجهیزات صنعتی را به حداقل رساند. در این مقاله تحلیل عددی آب‌بند مکانیکی MTM سری ۳۰ در دو حالت دمایی و هم‌دما و بر اساس پارامترهای سیال، سرعت چرخشی و دما به روش تفاضل محدود انجام شد و توزیع فشار و ضخامت فیلم سیال در دو حالت ذکر شده مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که فشار در حالت دمایی نسبت به حالت هم‌دما به میزان ۱۶/۵۵٪ افزایش می‌یابد و ضخامت فیلم به میزان ۳۳/۴٪ کاهش می‌یابد که این امر در مجاورت قطر خارجی آب‌بند پدید می‌آید. مقایسه نتایج در تحلیل عددی روی پارامترهای موثر بر عملکرد آب‌بند مانند سرعت چرخش، لزجت سیال و نیرو در حالت دمایی نشان دهنده آن است که این پارامترها بر عملکرد آب‌بند تاثیرگذار بوده و تغییرات تاثیرگذاری روی توزیع فشار، ضخامت فیلم سیال و توزیع دمایی ایجاد می‌کنند.

کلمات کلیدی: الاستوهیدرودینامیک؛ آب‌بند مکانیکی؛ تفاضل محدود؛ توزیع فشار؛ ضخامت فیلم سیال.

Temperature Elastohydrodynamic Analysis of Mechanical Sealing by Finite Difference Method

M. Rahimpour¹, S. Akbarzadeh^{2,*}

¹ Ph.D. Student, Mech. Eng., Pardis College, Mechanical Engineering Division, Isfahan, Iran.

² Assoc. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran.

Abstract

In the present paper, numerical analysis of MTM 30 series mechanical seal was implemented via limited difference method in both thermal and isothermal conditions based on fluid, rotational speed and temperature parameters. Also the pressure distribution and fluid film thickness were compared in both aforementioned conditions. The results obtained indicate that, comparing to isothermal condition, the pressure in thermal condition increases 55.16% and film thickness decreases 4.33%. This issue appears in vicinity of the seal external diameter. Comparison of the results in numerical analysis of parameters effective on the sealant performance such as rotation speed, fluid viscosity and force in thermal condition indicates that these parameters influence the seal performance. Also it brings about meaningful changes in pressure distribution, fluid film thickness and thermal distribution.

Keywords: Elastohydrodynamic; Mechanical Seal; Limited Difference; Pressure Distribution; Fluid Film Thickness.

۱- مقدمه

بیش از پنج درصد از تولید ناخالص ملی کشورهای صنعتی صرف تعمیرات و نگهداری، حفاظت‌های محیطی، جلوگیری از نشتی و تعویض قطعات خورده شده می‌شود. آببندهای مکانیکی از جمله ایمن‌ترین قطعات صنعتی هستند که برای جلوگیری از نشت مواد گران قیمت، خورنده و خطرناک، مایعات سمی و گازهای آلاینده و سرطان‌زا، سیال رادیواکتیو، منفجره و غیره مورد استفاده قرار می‌گیرند. بدین وسیله می‌توان به اهمیت کاربرد آببند مکانیکی در صنعت پی برد. آببندهای مکانیکی اجزای بسیار حساس و حیاتی پمپ‌های گریز از مرکز هستند که ساختمان آنها شامل دو سطح صیقلی ثابت روی بدنه و متحرک روی محور است که روی فیلمی از سیال درون محفظه آببندی روی هم می‌چرخند و همچنین تعدادی آببند داخلی از نوع اوبرینگ و پکینگ است که بین اجزاء و قطعات را آببندی می‌کند که این مجموعه کار آببندی قسمتی از محور را که از پمپ بیرون می‌آید را انجام می‌دهد [۱].

مسئله تماس در آببند یکی از مهمترین مسائل علم تریبولوژی می‌باشد که در آن پیچیده‌ترین مکانیزم‌های روان-کاری نظیر تغییر شکل الاستیک سطوح، نشتی جانبی، تولید گرما بر اثر اتلاف لزجت، تغییر خواص روان‌کار بر اثر تغییرات فشار و دما و تغییر ضخامت فیلم نقش دارند. با توجه به اینکه دمای روان‌کار یکی از مهمترین عوامل تاثیرگذار روی خواص سیال می‌باشد و بیشترین تاثیر روی لزجت روان‌کار است این اثر در محاسبه فشار و ظرفیت حمل بار موثر است [۱].

مقالات متعددی پیرامون تحلیل الاستوهیدرو دینامیک آببندها انجام شده که در هرکدام از روش‌های متعددی استفاده شده است. دیماروگوناتس و همکاران به بررسی توزیع حرارتی و دمای زودگذر روی آببند شعاعی پرداخت، وی یک روش نوین برای محاسبه حداکثر درجه حرارت به‌واسطه اصطکاک در آببند شعاعی به کار برد. در این روش گرمای اصطکاک بین دو عضو سایش براساس مقاومت آنها در برابر جریان گرما به عنوان دو پارامتر R_1 و R_2 در نظر گرفته شد. با استفاده از این روش میزان انتقال حرارت از سطح مشترک محور و آببند برای هر ضخامت ثابت بدست آمد [۲].

کاراسکیویچ روانکاری هیدرو دینامیکی آببندهای حلقه‌ای الاستومری را با فرض تماس هرتزی^۱ بین آببند و کانال نگهدارنده بررسی کرد. وی با استفاده از یک رویکرد آزمایشگاهی، عرض تماس موثر یک آببند در محل تحت فشار تماس هرتزی را محاسبه کرد و نشان داد، عرض تماس بواسطه اختلاف فشار ایجاد شده روی آببند افزایش یافته است [۳].

سالانت و همکاران یک آببند لبه‌ای را در شرایط روانکاری فیلم کامل مورد بررسی الاستوهیدرو دینامیکی قرار دادند. آنان در این بررسی تغییر شکل ایجاد شده در لبه آب بند را در حضور فیلم روان‌کننده بدست آوردند [۴]. سالانت و همکاران تحقیقاتی را پیرامون آببندهای مکانیکی داشتند که در آنها ضخامت فیلم روان‌کار در بین سطوح ثابت و متحرک آببند به صورت الکترونیکی کنترل می‌شد. در این روش یک واحد کنترلی کامپیوتری به طور مداوم براساس اطلاعات دریافتی از سنسورها ضخامت فیلم روان‌کار را کنترل می‌کند و به تغییرات در شرایط محیط کار و پارامترهای تاثیرگذار پاسخ می‌دهد تا ضخامت فیلم در مقدار مطلوبی قرار گیرد و از تماس بین سطوح جلوگیری شود. نتیجه این کار جالب بود؛ زیرا نشان می‌داد، آسیب مکانیکی و حرارتی و ساییدگی در این آببندها کاهش و طول عمر افزایش می‌یابد [۵].

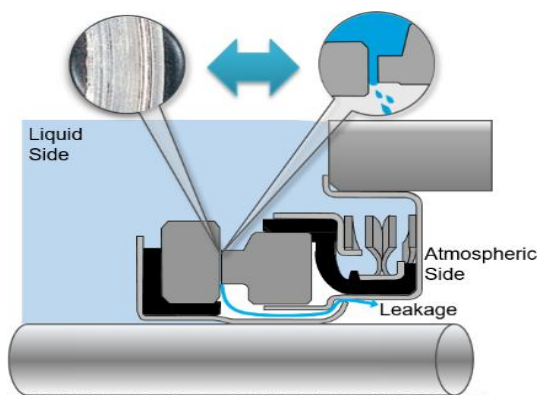
سالانت و همکاران مطالعات عددی بسیاری بر روی آب-بند دورانی با استفاده از سیالات مختلف انجام دادند. آنها یک تحلیل الاستوهیدرو دینامیکی آببند را در شرایط روانکاری فیلم کامل را توسعه دادند. نتایج آنها نشان داد، روش جریان سیال عامل یک روش بسیار کاربردی است. در این تحقیق بررسی عددی اثر تماس سطوح با زبری کم نسبت به ضخامت فیلم انجام گرفت و یک مدل روانکاری الاستوهیدرو دینامیکی همراه با آببند مکانیکی با در نظر گرفتن اثرات سیال، فشار و دما در نظر گرفته شد. هدف از این تحقیقات این است که اثر ویژگی‌هایی مانند ضخامت، سطح تماس، میزان پمپاژ برگشتی سیال و گشتاور آببند را بر عملکرد آببند بررسی کنند. در حالی که رفتار آببند دوار می‌تواند تحت تاثیر زبری سطح محور قرار گیرد [۶-۸].

¹ Hertzian Contact

سطح قسمت ثابت زبر در نظر گرفته شده است [۱۰]. معمولاً نشستی در آببندهای مکانیکی بواسطه عوامل مختلفی ایجاد می‌شود که عبارتند از نشستی بین سطوح آببندی بدلیل ناصاف بودن سطوح، فاصله افتادن بین سطوح، هم محور نبودن سطوح و تغییر شکل سطوح آببندی بدلیل حرارت زیاد. از طرفی باید توجه داشت نشستی ممکن است به واسطه خراب شدن آببندهای ثانویه ایجاد شود که این اثر بواسطه اصطکاک زیاد بین قسمت‌های ثابت و متحرک، ایجاد حرارت زیاد در این ناحیه و گرمای زیاد سیال پمپ شونده بوجود می‌آید. در شکل ۲ نمایی از نشستی میان اجزاء ثابت و متحرک آببند مکانیکی نشان داده شده است [۱۱].



شکل ۱- تصویر از یک آببند مکانیکی MTM سری ۳۰ [۱۰]



شکل ۲- نشستی ایجاد شده در آببند مکانیکی [۱۱]

سان جیان جون و همکاران تجزیه و تحلیل عددی در یک آببند مکانیکی یک پمپ هیدرودینامیکی را انجام دادند. نتایج پارامتریک نشان می‌دهد که میزان نشت با افزایش فشار متوسط، قطر کانال، زاویه مارپیچ و نسبت عرض شیار به لبه افزایش می‌یابد. نیروی باز شدن با کاهش تعداد شیارها و نسبت طول شیار به آببند افزایش می‌یابد؛ در حالی که از شیار مقدار کمی سیال خارج می‌شود که این امر باعث می‌شود، نیروی بازشوندگی بیشتری را همراه با نرخ نشت پایین‌تر به دست آید. علاوه بر این، آببند مکانیکی را می‌توان در شرایط با اختلاف فشار بزرگ استفاده کرد [۹].

در این مقاله تحلیل عددی عملکرد الاستوهیدرودینامیکی آببند مکانیکی^۱ با در نظر گرفتن عوامل موثر متعدد در دو حالت دمایی متغیر و همدمای انجام می‌شود. برای این منظور در شرایط ذکر شده و تعیین شرایط مرزی مناسب تاثیر پارامترهای موثر مانند سرعت چرخش، لزجت سیال، مقدار نیرو در دو حالت دمایی و همدمای بر عملکرد آببند مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس نتایج بدست آمده در حالت‌های دمایی و همدمایی را با یکدیگر مقایسه نموده و به بررسی تاثیرات دما بر عملکرد هیدرودینامیکی آببند مکانیکی مورد نظر پرداخته می‌شود. برای این منظور از روش تفاضل محدود استفاده شده است.

۲- مدل‌سازی

۲-۱- بررسی مسئله در حالت همدمای

مطابق شکل ۱ نمونه آببند مکانیکی مورد نظر برای این مقاله مدل MTM سری ۳۰ است. این آببند به صورت همراستا با محور نصب شده و دارای کارائی بالایی می‌باشد. باید به این نکته توجه داشت این نوع آببند فشرده‌ترین مدل آببند مکانیکی به کار رفته در صنعت هوایی و کشتیرانی است. در این مدل به منظور برطرف کردن مشکل حرارت و فرسودگی از مواد پلیمری استفاده می‌شود. در این مدل از آببند مکانیکی جنس قسمت ثابت کربن و قسمت متحرک از سیلیکون کاربید است. لازم به ذکر است که در این تحقیق سطح قسمت متحرک صیقلی و

^۱ Mechanical Seal

- ۱- جریان به صورت آرام است.
 - ۲- نیروهای اینرسی و وزنی در مقایسه با نیروهای لزجت قابل صرفنظر کردن می‌باشند.
 - ۳- سیال غیر قابل تراکم است.
 - ۴- سیال نیوتنی بوده و ضریب ویسکوزیته ثابت است.
 - ۵- در جهت ضخامت فیلم روغن تغییرات فشار نداریم.
 - ۶- تغییرات سرعت در جهت y و z با تغییرات در جهت x قابل صرفنظر کردن باشد.
 - ۷- بین سطح جامد و سیال لغزش وجود ندارد.
- با توجه به تعریف پارامترهای بدون بعد (۴) فرم کلی معادله رینولدز بدست می‌آید که در معادله (۵) نشان داده شده است. لازم به ذکر است، شرایط مرزی برای حل این معادله به شکل معادله (۶) می‌باشند [۱۳].

$$X = \frac{x}{a}, \quad Y = \frac{y}{b}, \quad \alpha = \frac{a}{b}, \quad \bar{t} = \frac{u_E t}{a}$$

$$H = \frac{h R_x}{a^2}, \quad a^2 = \frac{8 R_x^2}{\pi}, \quad \bar{u} = \frac{u_E \eta_0}{R_x \dot{E}}$$

$$P = \frac{p}{\dot{E}}, \quad W = \frac{w}{\dot{E} R_x}, \quad \varepsilon = \frac{\rho H^3}{\psi \dot{\eta}}$$

$$\psi = 12 \frac{\bar{u} \eta_0 R_x^2}{p a^3}, \quad \bar{T} = \frac{T}{T_0} \quad (4)$$

$$\frac{d}{dX} \left(\varepsilon \frac{dP}{dX} \right) = \frac{d(\bar{\rho} H)}{dX} \quad (5)$$

$$P(X_0) = 0$$

$$P(X_e) = P_0$$

$$\frac{dP(X_e)}{dX} = 0 \quad (6)$$

با توجه به بی‌بعد سازی پارامترها و اعمال شرایط مرزی شکل بی‌بعد معادله رینولدز به صورت معادله (۷) بیان می‌شود.

$$\left[\varepsilon_{i-1} \bar{P}_{i-1} - \left(\varepsilon_{i-\frac{1}{2}} + \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} \right) \bar{P}_i + \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} \bar{P}_{i+1} \right] \frac{\Delta X^2}{\bar{\rho}_i \bar{H}_i + \bar{\rho}_{i-1} \bar{H}_{i-1}} \quad (7)$$

رابطه بدون بعد ضخامت فیلم \bar{H}_0 را با استفاده از معادله (۸) می‌توان بدست آورد. در این رابطه پارامتر G^A معرف نیروی بدون بعد است. با استفاده از معادله رینولدز و روش تکرار می‌توان معادله ضخامت فیلم و توزیع فشار در گره i را به دست آورد که در معادله (۹) نشان داده شده است [۱۳].

با توجه به استفاده از تماس خطی از گره استفاده شده که برای حالت‌های مختلف بین ۱۵ تا ۳۰ گره در نظر گرفته شده است. شکل ۳ معرف محدوده تماسی بین قسمت‌های ثابت و متحرک است.

به منظور بررسی عددی الاستوهیدرو دینامیک آببند روش‌های متعددی وجود دارد. در این مقاله از روش تفاضل محدود^۱ مبتنی بر روش تکراری برای حل مسئله استفاده شده است. معمولاً مقادیر جدیدی که در هر تکرار بدست می‌آیند را مستقیماً در تکرار بعدی استفاده نمی‌کنند و ترکیب خطی از مقادیر جدید و مقادیر تکرار قبلی را به صورت معادله (۱) استفاده می‌شوند.

$$\bar{P}_i = P_i + c_i \lambda_i \quad (1)$$

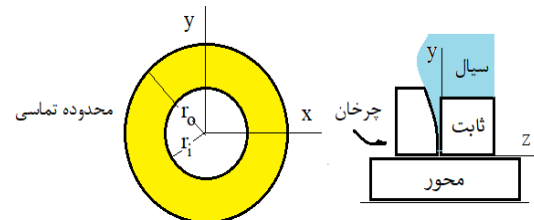
که در آن c_i ضریب رهاسازی، P_i فشار در تکرار قبل و \bar{P}_i فشار در تکرار جدید است. ضریب c_3 با استفاده از معادله (۲) بدست می‌آید که در این رابطه \bar{U} و W ضرایب بدون بعد می‌باشند [۱۲].

$$c_3 = -0.87 \left(\frac{\pi}{2} \right)^{0.6} \bar{U}^{0.7} W^{-0.13} \quad (2)$$

به منظور بدست آوردن توزیع فشار هیدرو دینامیکی حل معادله رینولدز^۲ مدنظر است، با توجه به اینکه این فرایند به صورت هم‌دما در نظر گرفته شده شکل کلی معادله رینولدز به صورت معادله (۳) است [۱۲].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p_f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p_f}{\partial y} \right) = 6\bar{U} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\bar{V} \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (3)$$

با توجه به تعریف تماس خطی معادله رینولدز شماره ۳ در مقاله شکل یک بعدی به خود می‌گیرد، فرضیات مورد نظر برای حل معادله رینولدز به شرح ذیل است:



شکل ۳- محدوده تماسی بین قسمت‌های ثابت و متحرک

¹ Finite Difference Method
² Reynolds Equation

$$\bar{H}_0 = \bar{H}_0 + c_3 \left[G^\Delta - \frac{\Delta}{\pi} \sum_{j=1}^{N-1} (P_j + P_{j+1}) \right] \quad (8)$$

$$P_i = \frac{\varepsilon_{i-\frac{1}{2}} P_{i-1} + \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} P_{i+1} - \Delta X \left[\bar{\rho}_i H_i - \bar{\rho}_{i-1} H_{i-1} + (\bar{\rho}_i a_0 \frac{1}{\pi} - \bar{\rho}_{i-1} a_1 \frac{1}{\pi}) P_i \right]}{\varepsilon_{i-\frac{1}{2}} + \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} + (\bar{\rho}_{i-1} a_1 \frac{1}{\pi} - \bar{\rho}_i a_0 \frac{1}{\pi}) \Delta X} \quad (9)$$

با توجه به روش تفاضل محدود می‌توان معادله (۱۲) را به صورت معادله (۱۳) نتیجه گرفت. در این معادله ضرائب A, B, C و D ثابت‌هایی هستند که به صورت معادله (۱۴) تعریف می‌شوند.

$$\begin{aligned} A \bar{\rho} \left(\bar{u} \frac{\bar{T}_{i+1,j} - \bar{T}_{i-1,j}}{\Delta X} \right) \\ + B \frac{\bar{T}_{i,j}}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{T}} \left(\bar{u} \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X} \right) \\ + C \left(\frac{\bar{T}_{i,j+1} - 2\bar{T}_{i,j} + \bar{T}_{i,j-1}}{\Delta Z^2} \right) \\ + D \bar{\eta} \left(\frac{\bar{u}_{i,j+1} - \bar{u}_{i,j}}{\Delta Z} \right)^2 = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} A = \frac{\rho_0 C_p u_E T_0}{a}, \quad B = \frac{u_E p_H}{a} \\ C = -\frac{K T_0 R}{a^2}, \quad D = \eta_0 \left(\frac{U R}{a^2} \right)^2 \end{aligned} \quad (14)$$

از آنجا که لزجت و چگالی سیال روی شرایط کاری آب-بند مکانیکی تاثیر گذار هستند، تغییرات این دو پارامتر با دما براساس معادلات (۱۵) بررسی می‌شود:

$$\begin{aligned} \eta = \eta_0 \exp(-\beta(T - T_0)) \\ \rho = \rho_0(1 - \alpha_T(T - T_0)) \end{aligned} \quad (15)$$

برای شرایط دمایی با توجه به تاثیر دما بر روی خواص سیال نیاز به تعریف معادلات مربوط به خواص سیال نسبت به دما می‌باشد، در معادله (۱۵) ضریب β بیانگر ضریب باروز بوده که برای سیال‌های مختلف متفاوت است، این ضریب برای آب برابر ۰/۱ و برای روغن برابر ۰/۳ است و همچنین در این معادله α_T ضریب معادل دما-چگالی است. این ضریب برای سیالات مختلف متفاوت است و براساس لزجت سیال و با توجه به معادله (۱۵) بدست می‌آید [۱۲].

$$\alpha_T = (10 - 1.8 \log \eta) \times 10^{-4} \quad (16)$$

از طرفی به منظور حل معادله انرژی به روش مشابه با تعریف ضرائب بدون بعد در معادله انرژی و اعمال شرایط مرزی با استفاده از روش تفاضل محدود معادله مربوطه حل

۲-۲- بررسی الاستوهیدرودینامیکی در حالت دمایی

در تماس الاستوهیدرودینامیک، سطوح با لایه‌های نازکی از سیال که ضریب هدایت گرمایی پایینی دارند، از هم جدا شده‌اند. لزجت سیال در این تماس‌ها از مقدار کم در ورودی تا مقدار بیشینه در مرکز و کاهش مجدد در خروجی روبرو می‌شود؛ بنابراین نیروی مورد نیاز برش لایه روانکار در طول ناحیه تماس تغییر کرده و در جاهایی که لزجت بیشترین مقدار را داراست، گرمای بیشتری تولید می‌شود که این تناسب میان لزجت و گرمای تولید شده توزیع دما را تحت تاثیر قرار می‌دهد [۱۲].

معادله انرژی برای تماس بین دو سطح در مختصات کارتزین به صورت معادله (۱۰) است که با فرض ثابت ماندن ضریب هدایت حرارتی K معادله مربوطه برای حالت یک بعدی به صورت معادله (۱۱) خلاصه می‌شود که برای روان-کاری الاستوهیدرودینامیکی تماس خطی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۲].

$$\begin{aligned} C_p \left[u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] \\ + \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u_x \frac{\partial p_f}{\partial x} + u_y \frac{\partial p_f}{\partial y} + u_z \frac{\partial p_f}{\partial z} \right) \\ = K \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \eta \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{f_c p_d u_s}{h} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u_x \frac{\partial p_f}{\partial x} + u_z \frac{\partial p_f}{\partial z} \right) \\ - K \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \eta \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{f_c p_d u_s}{h} \end{aligned} \quad (11)$$

با توجه به ثوابت تعیین شده در معادله (۴) شکل بی بعد معادله انرژی به صورت معادله (۱۲) بدست می‌آید.

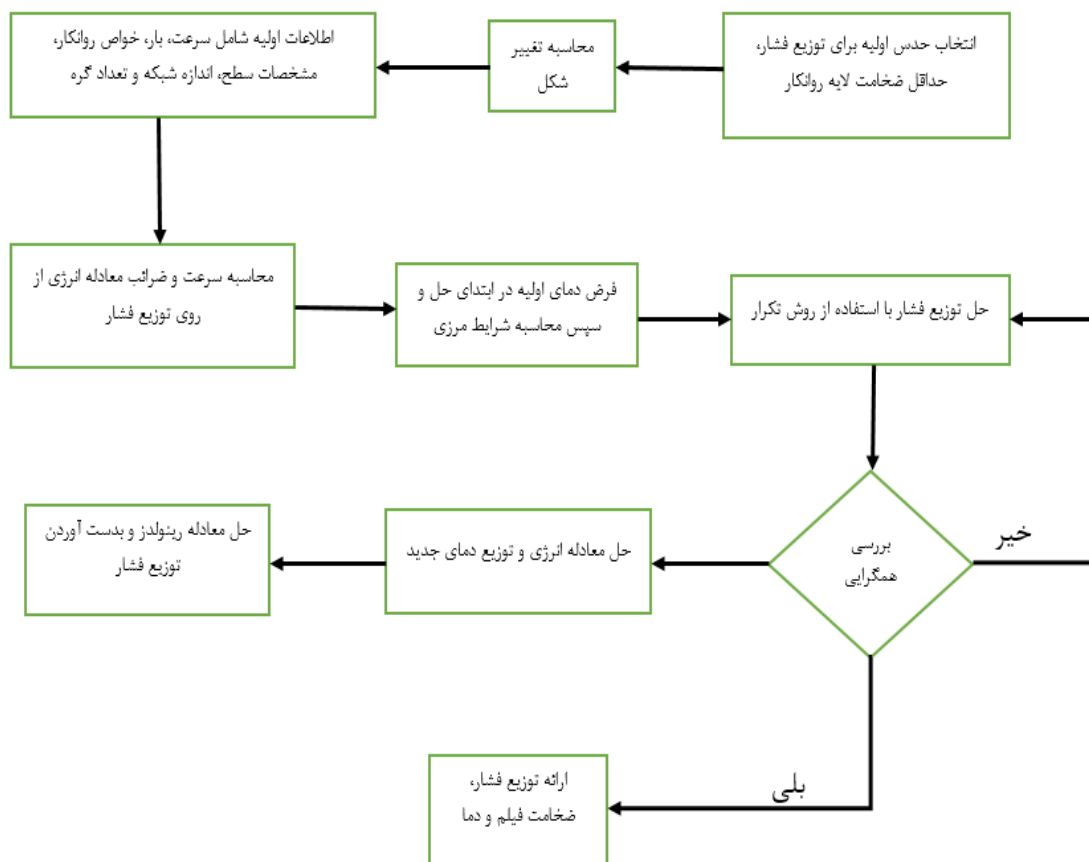
$$\begin{aligned} \frac{\rho_0 C_p u_E T_0 \bar{\rho}}{a} \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial X} \right) + \frac{u_E p_f \bar{T}}{a \bar{\rho}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{T}} \left(\bar{u} \frac{\partial P}{\partial X} \right) \\ - \frac{K T_0 R}{a^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial Z^2} - \eta_0 \left(\frac{U R}{a^2} \right)^2 \bar{\eta} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial Z} \right)^2 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

در این مقاله بمنظور تحلیل همدمایی مقدار نیروی اعمالی معادل ۵۰ N، سرعت چرخش برابر ۵۰۰ rpm و لزجت سیال برابر ۰/۳۲ mPas در نظر گرفته شده است. نتایج شکل ۵ نشان می‌دهد، حداکثر مقدار فشار در مجاورت قطر خارجی ایجاد می‌شود. شرایط مرزی اعمالی به شکلی است که فشار در مجاورت قطر داخلی برابر صفر بوده و شیب تغییرات فشار در راستای شعاعی برابر صفر باشد [۱۶]. با توجه به شرایط مرزی در مجاورت قطر داخلی مقادیر فشار در این ناحیه در مقایسه با نتایج صحت‌سنجی اختلاف بسیار ناچیزی دارند، ولی با فاصله گرفتن از قطر داخلی اختلاف در حال افزایش است که می‌توان به عواملی همچون تعداد گره، انتخاب ضرائب رها سازی و اندازه شبکه اشاره نمود. لازم به ذکر است، فشار در مجاورت قطر خارجی به دلیل نفوذ سیال در فاصله میان اجزای ثابت و متحرک آب‌بند بوده و این امر موجب ایجاد نیروی هیدرودینامیکی و نیروی بازشوندگی می‌شود.

می‌شود. در هر دو حالت ذکر شده فرض آن است که تماس ایجاد شده بصورت خطی باشد، در این مقاله از زبری سطوح چشم پوشی کرده و مغادلات مورد نظر صرفاً با در نظر گرفتن سطوح صاف و صیقلی مورد حل و بررسی قرار گرفته‌اند. شکل ۴ فلوچارت توزیع فشار و ضخامت فیلم سیال را نشان می‌دهد:

۳- نتایج

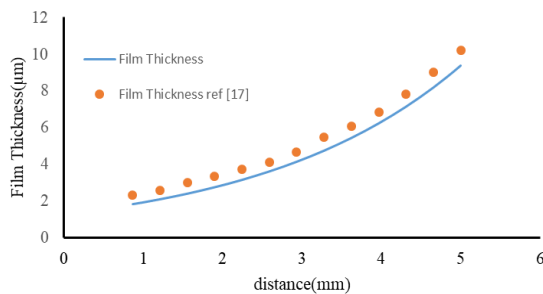
شکل ۵ مقادیر فشار هیدرودینامیکی در حالت الاستوهیدرودینامیک را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است، نتایج بدست آمده در این حالت با شرط سطح صیقلی است. به‌منظور بررسی نتایج بدست آمده فرایند صحت‌سنجی نتایج براساس مراجع [۱۶-۱۷] انجام می‌شود. برای این منظور شرایط اعمالی در این دو مقاله برای بررسی عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد که این شرایط در جدول ۱ بیان شده است.



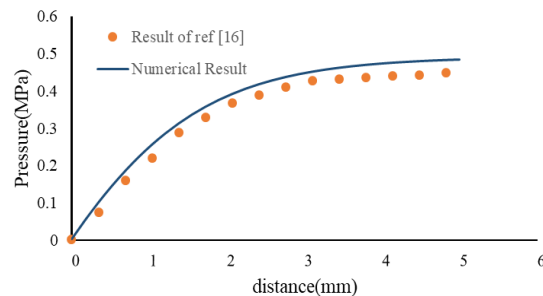
شکل ۴- الگوریتم حل عددی در حالت دمایی

جدول ۱- مشخصات هندسی اجزای آب‌بند

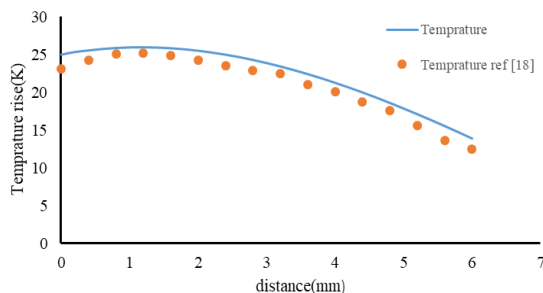
توزیع فشار [۱۷]		ضخامت فیلم [۱۶]		
قسمت متحرک	قسمت ثابت	قسمت متحرک	قسمت ثابت	
۲۶	۵۸۰	۳۸۰	۲۴	ضریب الاستیک (GPa)
۰/۲۵	۰/۳	۰/۱۸	۰/۱۲	ضریب پواسون
۶۵۰	۸۰۰	۳۵۰۰	۹۵	سختی (Kg/mm ²)
۱۵	۹۱	۱۳۰	۱۰	ضریب رسانایی (W/mK)
۳۱۰۰	۱۸۲۵	۳۱۰۰	۱۸۲۵	چگالی (Kg/m ³)
۴۰	۴۰	۴۰	۴۰	شعاع داخلی (mm)
۴۸	۴۶	۴۸	۴۵	شعاع خارجی (mm)



شکل ۶- توزیع ضخامت فیلم در حالت همدم



شکل ۵- توزیع فشار هیدرودینامیکی در حالت همدم



شکل ۷- اختلاف دما در طول اجزای آب‌بند

شکل ۶ توزیع ضخامت فیلم را با توجه به شرایط همدمایی نشان می‌دهد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد ضخامت فیلم با افزایش فاصله از شعاع داخلی افزایش می‌یابد. از طرفی دلیل غیریکنواختی در توزیع ضخامت فیلم را می‌توان در انحنای سطوح قسمت‌های ثابت و متحرک آب‌بند بیان کرد. ضخامت فیلم در مجاورت قطر داخلی کمترین مقدار و در مجاورت قطر خارجی بیشترین مقدار بوده و این امر به دلیل نفوذ سیال در فاصله بین اجزای ثابت و متحرک آب‌بند است که ضخامت فیلم در نتیجه افزایش نیروی بازشوندگی افزایش می‌یابد.

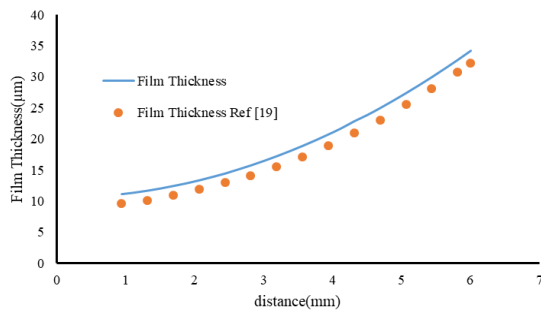
شکل ۷ افزایش دما در فاصله‌های مختلف اجزای آب‌بند را نشان می‌دهد. به منظور صحت‌سنجی نتایج بدست آمده شرایط مقاله [۱۸] با توجه به مشخصات جدول ۱ برای سرعت ۶۰۰ RPM و فشار ۲ MPa مورد استفاده قرار گرفته شده است.

نتایج به دست آمده نشان می‌دهد، دما در مجاورت قطر داخلی افزایش می‌یابد. این اثر به واسطه افزایش اصطکاک در مجاورت قطر داخلی است که در این قسمت ضخامت فیلم نازک‌تر است. هنگامی که دمای جریان افزایش می‌یابد، لزجت سیال کاهش یافته و فرایند خنک‌کاری آب‌بند بواسطه تغییر فاز سیال صورت می‌گیرد که این امر منجر به کاهش دما

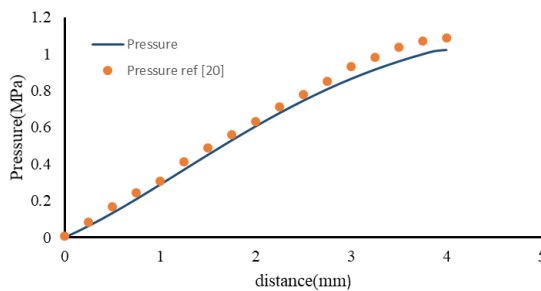
شکل ۱۰ و ۱۱ توزیع فشار هیدرو دینامیکی و ضخامت فیلم را در دماهای مختلف نشان می‌دهند. برای این منظور مقدار نیرو ۵۰N، سرعت چرخش محور ۷۰۰ rpm و لزجت اولیه سیال ۰/۳۲ mPa.s در نظر گرفته شده است.

نتایج بدست آمده شکل ۱۰ نشان می‌دهد، با افزایش دما توزیع فشار هیدرو دینامیکی افزایش می‌یابد. بدین صورت که در مجاورت قطر داخلی نتایج بدست آمده نسبت به یکدیگر همگرایی دارند، ولی در مجاورت قطر خارجی اختلاف فشار در دماهای مختلف بیشتر می‌شود.

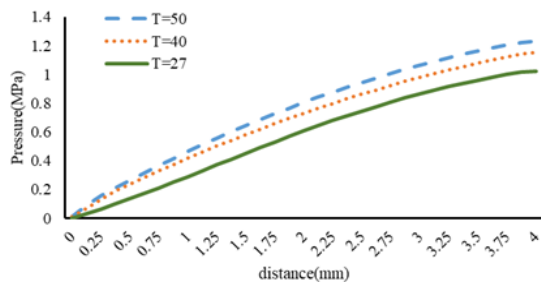
نتایج بدست آمده شکل ۱۱ نشان می‌دهد، میزان ضخامت فیلم همراه با افزایش اختلاف فشار منجر به افزایش ضخامت فیلم می‌شود. از طرفی می‌توان مشاهده کرد، در



شکل ۸- توزیع ضخامت فیلم در شرایط دمایی



شکل ۹- توزیع فشار هیدرو دینامیکی در شرایط دمایی



شکل ۱۰- فشار هیدرو دینامیکی در دماهای مختلف

می‌شود تا این که در مجاورت قطر خارجی به دلیل نفوذ بیشتر سیال در این ناحیه دما کاهش می‌یابد [۱۸].

شکل ۸ و ۹ توزیع ضخامت فیلم سیال و فشار هیدرو دینامیکی را نشان می‌دهند. به منظور صحت سنجی نتایج توزیع ضخامت فیلم از شرایط مقاله و به منظور صحت سنجی نتایج فشار هیدرو دینامیکی از شرایط مقاله استفاده شده است که این شرایط در جدول ۲ بیان شده‌اند. لازم به ذکر است، جنس قسمت ثابت از کربن و قسمت متحرک از سیلیکون کاربرد در نظر گرفته شده است.

شکل ۸ نشان می‌دهد، میزان ضخامت فیلم همراه با افزایش اختلاف فشار منجر به افزایش ضخامت فیلم می‌شود. از طرفی می‌توان مشاهده کرد، در مجاورت قطر داخلی حداقل ضخامت فیلم تمایل به تغییر ناچیز دارد که این امر به دلیل همگرایی فاصله بین دو سطح دارد.

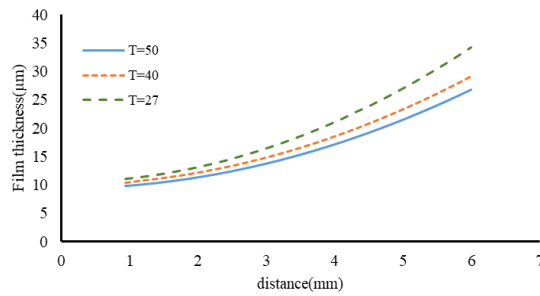
شکل ۹ روند تغییرات فشار از قطر داخلی به قطر خارجی را نشان می‌دهد که در این فاصله فشار در حال افزایش است. هنگامی که دما در مجاورت قطر داخلی افزایش می‌یابد به واسطه ایجاد بخار کامل در مجاورت قطر داخلی فشار به حداقل مقدار می‌رسد و تغییرات فشار بسیار زیاد است. این اثر در مجاورت قطر خارجی به دلیل وجود فیلم مایع به حداکثر مقدار می‌رسد و شیب تغییرات فشار بسیار جزئی است.

جدول ۲- مشخصات هندسی اجزای آب‌بند مورد نظر

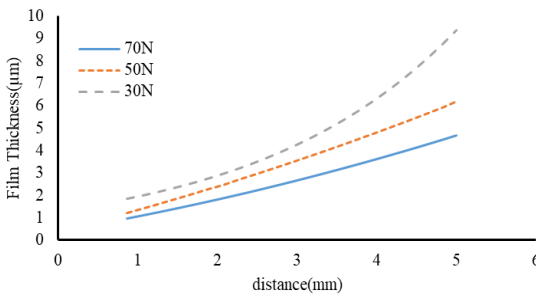
توزیع ضخامت فیلم		
قسمت متحرک	قسمت ثابت	
۴۰۰	۲۰	ضریب الاستیک (GPa)
۰/۲	۰/۱۷	ضریب پواسون
۳۵۰۰	۹۵	سختی (Kg/mm^2)
۱۵۰	۱۰	ضریب رسانایی (W/mK)
۳۱۰۰	۱۸۲۵	چگالی (Kg/m^3)
۲۹	۲۸	شعاع داخلی (mm)
۳۳	۳۷	شعاع خارجی (mm)
۸	۱۰	طول (mm)



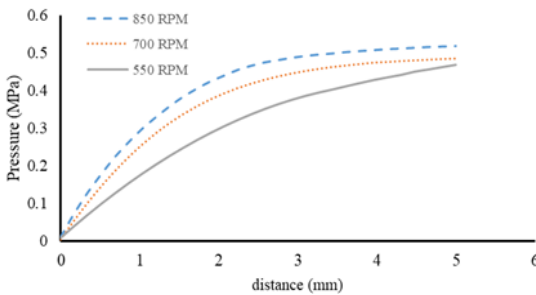
شکل ۱۲- توزیع فشار هیدرودینامیکی بر حسب نیرو



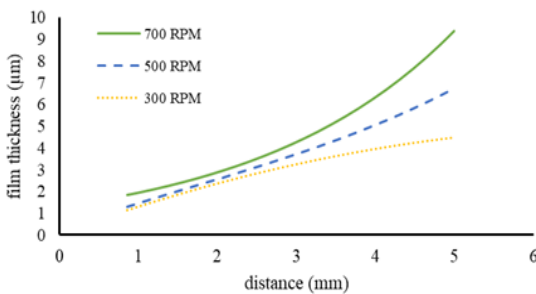
شکل ۱۱- توزیع ضخامت فیلم در دماهای مختلف



شکل ۱۳- توزیع ضخامت فیلم بر حسب نیرو



شکل ۱۴- توزیع فشار بر حسب سرعت چرخش



شکل ۱۵- توزیع ضخامت فیلم بر حسب سرعت چرخش

شکل ۱۴ نشان می‌دهد، افزایش و کاهش سرعت دورانی بر توزیع فشار تاثیرگذار است، ولی در مقدار ماکزیمم فشار تاثیر زیادی نمی‌گذارد و صرفاً شیب تغییرات فشار را تغییر

مجاورت قطر داخلی حداقل ضخامت فیلم تمایل به تغییر ناچیز دارد که این امر به دلیل همگرایی فاصله بین دو سطح دارد. با توجه به تاثیر دما بر لزجت سیال و اثرگذاری لزجت سیال روی توزیع فشار و توزیع ضخامت فیلم می‌توان مشاهده کرد تغییرات دمایی بر توزیع فشار و ضخامت فیلم موثر است.

شکل ۱۲ و ۱۳ توزیع فشار هیدرودینامیکی و ضخامت فیلم را در حالت دمایی و بر حسب نیروهای مختلف نشان می‌دهند. در این بخش سرعت چرخش محور ۷۰۰ rpm، لزجت اولیه سیال ۰/۳۲ mPa s و دمای اولیه ۲۷ °C در نظر گرفته شده است.

شکل ۱۲ نشان می‌دهد، حداکثر مقدار فشار در مجاورت قطر خارجی ایجاد می‌شود. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد، به واسطه اعمال نیروهای مختلف توزیع فشار هیدرودینامیکی در فاصله قطر داخلی تا قطر خارجی تغییر کرده و بیشترین مقدار در مجاورت قطر خارجی روی می‌دهد.

شکل ۱۳ نشان می‌دهد، ضخامت فیلم با افزایش فاصله از شعاع داخلی افزایش می‌یابد. از طرفی دلیل غیریکنواختی در توزیع ضخامت فیلم را می‌توان در انحنای سطوح قسمت‌های ثابت و متحرک آب‌بند بیان کرد. ضخامت فیلم در مجاورت قطر داخلی کمترین مقدار و در مجاورت قطر خارجی بیشترین مقدار بوده و این امر به دلیل نفوذ سیال در فاصله بین اجزای ثابت و متحرک آب‌بند است که ضخامت فیلم در نتیجه افزایش نیروی بازشوندگی افزایش می‌یابد.

شکل ۱۴ و ۱۵ توزیع فشار هیدرودینامیکی و ضخامت فیلم را تحت تاثیر سرعت‌های زاویه‌ای مختلف محور نشان می‌دهند. در این شرایط مقدار نیروی اعمالی معادل ۵۰ N، دمای اولیه ۲۷ °C و لزجت اولیه سیال برابر ۰/۳۲ mPa s در نظر گرفته شده است.

شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نشان می‌دهند، افزایش لزجت بر توزیع ضخامت فیلم و فشار تاثیرگذار است و این امر در مجاورت قطر خارجی تاثیر بیشتری دارد؛ به عنوان مثال و هر چه لزجت بیشتر شود بواسطه نفوذ سیال در ناحیه بین قسمت‌های ثابت و متحرک بیشتر شده و جدایش بیشتری ایجاد می‌شود، ولی این مقدار در مجاورت قطر داخلی محسوس نیست؛ زیرا بواسطه توزیع فشار هیدرودینامیکی و شکل طراحی آببند مکانیکی نفوذ سیال به ناحیه مجاور قطر داخلی ناچیز است و در این ناحیه مقدار تغییرات ضخامت فیلم در مقایسه با ناحیه قطر خارجی بسیار ناچیز است. شکل ۱۸ توزیع افزایش دما در محدوده تماسی را تحت تاثیر نیروهای مختلف نشان می‌دهد.

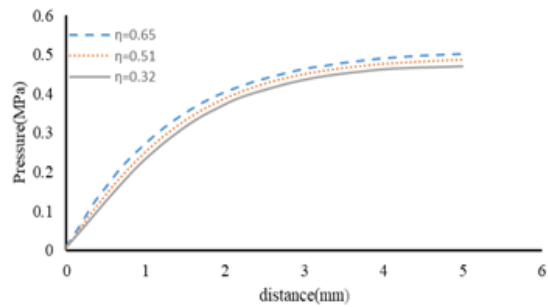
با توجه به این نمودار مشاهده می‌شود که بیشترین افزایش دما بواسطه اعمال نیروی ۷۰ N ایجاد می‌شود و با کاهش نیرو میزان افزایش دما کاهش می‌یابد. مطابق با نتایج بدست آمده برای نیروهای بیشتر افزایش دما در محدوده ۱/۶ mm تا ۴ mm بوجود می‌آید؛ از طرفی هر چه به سمت قطر خارجی پیشروی داشته باشیم، میزان افزایش دما به حداقل مقدار خود می‌رسد که می‌توان دلیل این امر را به افزایش ضخامت فیلم و ورود سیال در این قسمت اشاره کرد که این امر منجر به ایجاد خاصیت روانکاری می‌شود. در ناحیه مجاور به قطر خارجی اختلاف دما برای حالت‌های مختلف نیرویی کمتر از ناحیه مجاور به قطر داخلی است.

شکل ۱۹ و ۲۰ اثر سرعت چرخش و لزجت را بر توزیع افزایش دما نشان می‌دهند. مطابق با شکل ۱۹ مشاهده می‌شود، افزایش سرعت چرخشی باعث افزایش دما می‌شود و با مقایسه نمودارهای بدست آمده مشاهده می‌شود که شیب تغییرات افزایش دما منجر به کاهش شیب تغییرات دمایی شده و کاهش سرعت باعث می‌شود تا توزیع دما در محدوده

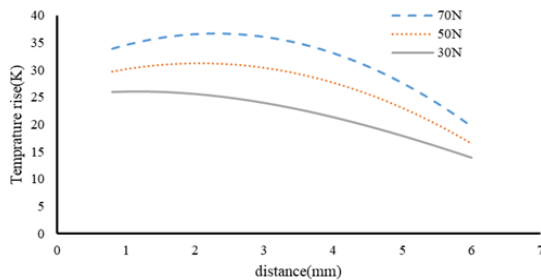
می‌دهد. کاهش سرعت چرخش موجب کاهش شیب و افزایش فشار شیب تغییرات را افزایش می‌دهد.

شکل ۱۵ نشان می‌دهد افزایش سرعت چرخش بر روی ضخامت فیلم سیال تاثیرگذار است و متناسب با افزایش سرعت ضخامت فیلم نیز افزایش می‌یابد. نحوه توزیع فشار هیدرودینامیکی براساس مقدار سرعت نشان می‌دهد، کاهش سرعت شیب تغییرات را کاهش داده و این روند تغییرات به شکلی است که توزیع فشار در قسمت قطر خارجی دارای تمرکز مقداری نیست، ولی در مجاورت قطر داخلی توزیع فشار دارای تمرکز مقداری است. پس می‌توان نتیجه گرفت، افزایش و کاهش سرعت چرخش روی ضخامت فیلم در ناحیه قطر خارجی تاثیر بیشتری می‌گذارد که این امر بواسطه نفوذ سیال در فاصله بین قسمت‌های ثابت و متحرک آببند است. هر چه مقدار سرعت بیشتر باشد، نیروی بازشوندگی افزایش یافته موجبات جدایش قسمت‌های ثابت و متحرک می‌شود. بدین منظور باید در نظر داشت که در طراحی آببندهای مکانیکی تاثیر سرعت چرخش بر نیروهای باز شوندگی مورد بررسی قرار گیرد.

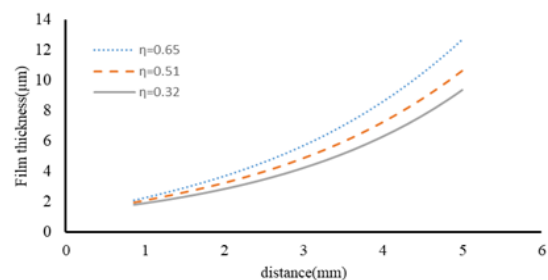
شکل ۱۶ و ۱۷ توزیع فشار هیدرودینامیکی و توزیع ضخامت فیلم را برحسب لزجت‌های مختلف نشان می‌دهد.



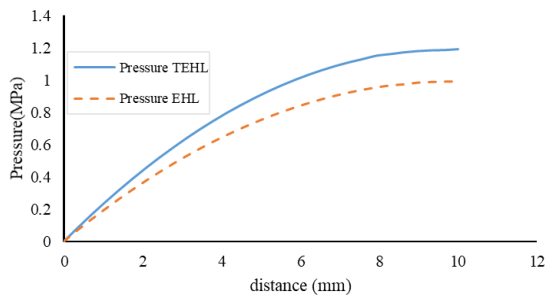
شکل ۱۶- توزیع فشار بر حسب لزجت‌های مختلف



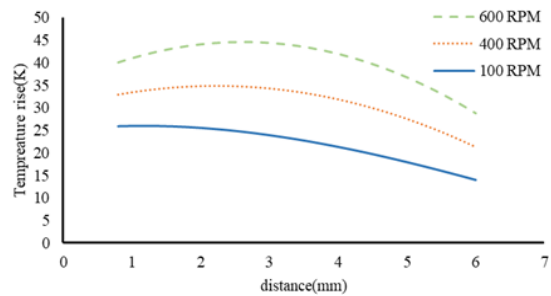
شکل ۱۸- توزیع دما بر اساس نیروهای مختلف



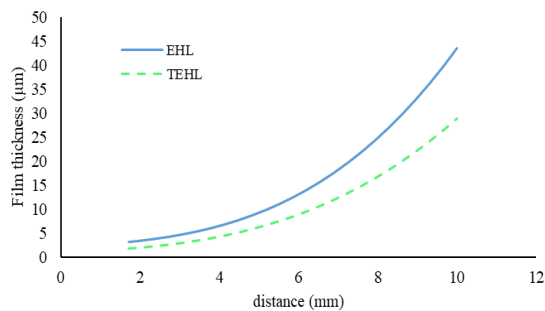
شکل ۱۷- توزیع ضخامت فیلم بر حسب لزجت‌های مختلف



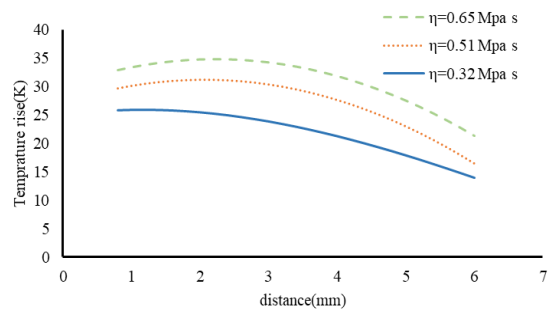
شکل ۲۱- توزیع فشار در دو حالت دمایی و همدمای



شکل ۱۹- توزیع دما براساس سرعت‌های مختلف



شکل ۲۲- ضخامت فیلم در دو حالت دمایی و همدمای



شکل ۲۰- توزیع دما براساس لزجت‌های مختلف

حالت همدمای نشان داده و هر چه به سمت قطر داخلی نزدیک می‌شود، شیب تغییرات افزایش می‌یابد؛ همچنین با توجه به نمودار توزیع ضخامت فیلم مشاهده می‌شود، ضخامت فیلم با دخالت اثر دمایی کاهش می‌یابد؛ زیرا با افزایش دما لزجت سیال کاهش می‌یابد و این امر باعث می‌شود که ضخامت فیلم کاهش یابد؛ زیرا اثر کاهش لزجت روی معادله ضخامت فیلم بیشتر بوده، در حالیکه در معادله انرژی اثر افزایش دما بیشتر از اثر کاهش ویسکوزیته بوده و این امر منجر به افزایش توزیع فشار در حالت دمایی می‌شود.

در این بخش بمنظور بررسی توزیع افزایش دما در محدوده تماسی، ضخامت فیلم و توزیع فشار هیدرودینامیکی از فشار کلی ۲ MPa استفاده شده که این فشار کلی به فشار هیدر دینامیکی، فشار هیدرواستاتیکی، فشار باز شونده و فشار بسته شدن تقسیم بندی می‌شود. از طرفی اثر فشار هیدرواستاتیکی در شرایط مرزی مسئله اعمال می‌شود تا بواسطه آن توزیع فشار هیدرودینامیکی در شرایط مختلف دمایی و همدمایی بدست آید. در ادامه توزیع فشار و توزیع ضخامت فیلم برای فشارهای مختلف آب‌بند مورد بررسی قرار گرفته است. در این بخش نتایج بدست آمده برای شرایط اعمال نیروی ۵۰N، سرعت چرخشی محور ۶۷۰rpm و لزجت

قطر داخلی تا قطر خارجی تمایل به افزایش دمای کمی داشته باشد؛ به عبارت بهتر کاهش سرعت را می‌توان به عنوان عامل توزیع دمای یکنواخت دانست.

مطابق با نتایج شکل ۲۰ می‌توان نتیجه گرفت، هر چه لزجت سیال بیشتر شود، افزایش دما نیز بیشتر شده و شیب تغییرات نیز افزایش پیدا می‌کند. با مقایسه توزیع دما در محدوده تماسی برای مقادیر مختلف نیرویی، سرعت چرخش و لزجت مشاهده می‌شود که سرعت چرخش در میزان افزایش دما تاثیر بیشتری ایجاد می‌کند که می‌توان دلیل این امر را در افزایش نیروی اصطکاک در محدوده تماسی دانست. واکنش توزیع دمایی در قبال پارامترهای نیرویی، لزجت و سرعت چرخش تقریباً مشابه است.

شکل ۲۱ و ۲۲ نمودار نتایج توزیع فشار و ضخامت فیلم را در دو حالت همدمای و دمایی را مقایسه نموده است. در هر دو حالت ذکر شده نیروی اعمالی ۵۰ N، سرعت چرخش ۷۰۰ rpm و لزجت سیال برابر ۰/۳۲ mPas در نظر گرفته شده است.

با توجه به نتایج بدست آمده مشاهده می‌شود که در شرایط دمایی و با دخالت اثر دمایی توزیع فشار افزایش می‌یابد، نتایج بدست آمده افزایش شیب تغییرات را نسبت به

مقایسه نتایج توزیع ضخامت فیلم سیال در دو حالت ذکر شده نیز تاثیرگذاری شرایط دمایی را روی توزیع ضخامت فیلم سیال نشان می‌دهد. این کاهش ضخامت بواسطه تاثیر دما روی لزجت سیال است. نتایج بدست آمده کاهش ضخامت فیلم در حالت دمایی را $33/4\%$ نسبت به حالت همدمما نشان می‌دهد.

با توجه به نتایج بدست آمده مشاهده می‌شود که افزایش دما در ناحیه مجاور به قطر داخلی بیشتر است و در مجاورت قطر خارجی به حداقل مقدار می‌رسد. بررسی پارامترهای موثر بر افزایش دما نشان می‌دهد که سرعت چرخش محور، نیروی اعمالی و لزجت سیال پارامترهای مهم و تاثیرگذار بر روی افزایش دما هستند، به شکلی که افزایش هر یک از این پارامترها منجر به افزایش دما می‌شود. با مقایسه نتایج در این پارامترها در شرایط مختلف مشاهده می‌شود، سرعت چرخش در افزایش دما تاثیر بیشتری دارد، به شکلی که بیشترین افزایش دما در محدوده تماسی را می‌توان در سرعت 600 RPM مشاهده کرد.

مقایسه اثر نیروهای مختلف بر توزیع فشار هیدرودینامیکی با توجه به شرایط مرزی نشان می‌دهد، در مجاورت قطر داخلی مقادیر فشار در این ناحیه در مقایسه با نتایج صحت-سنجی اختلاف بسیار ناچیزی دارند؛ ولی با فاصله گرفتن از قطر داخلی اختلاف در حال افزایش است که می‌توان به عواملی همچون تعداد گره، انتخاب ضرائب رهاسازی و اندازه شبکه اشاره نمود. لازم به ذکر است، فشار در مجاورت قطر خارجی به دلیل نفوذ سیال در فاصله میان اجزای ثابت و متحرک آببند بوده و این امر موجب ایجاد نیروی هیدرودینامیکی و نیروی بازشوندگی می‌شود. افزایش نیرو موجب افزایش فشار هیدرودینامیکی می‌شود. مطابق نمودار می‌توان نتیجه گرفت افزایش نیرو بر شیب تغییرات فشار تاثیرگذار است و هر چه مقدار نیرو افزایش یابد، شیب تغییرات فشار نیز افزایش می‌یابد.

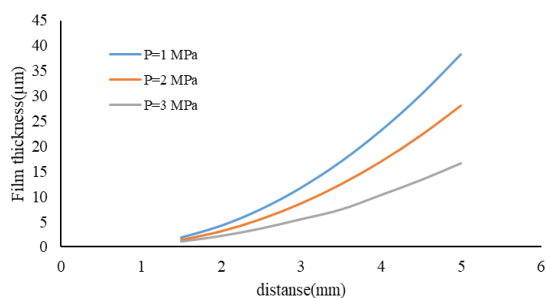
مقایسه نتایج بدست آمده از تاثیر نیرو، لزجت، سرعت چرخش و دما بر روی توزیع فشار هیدرودینامیکی نشان می‌دهد پارامترهای دما و نیرو بیشترین تاثیر را بر روی توزیع فشار هیدرودینامیکی خواهند داشت که این اثر در توزیع ضخامت فیلم بر روی دما می‌باشد. با توجه به این امر می‌توان گفت پارامتر دما یکی از مهمترین پارامترهای موثر بر عملکرد

$0/32 \text{ mpa.s}$ است. در شکل ۲۳ و ۲۴ توزیع ضخامت فیلم و فشار در ناحیه تماسی نشان داده شده است.

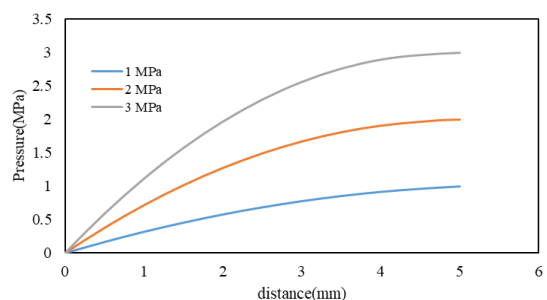
۴- نتیجه گیری

می‌توان گفت انتخاب مدل آببند با توجه به شرایط کاری بسیار مهم است و آنچه مهم است آن است که کمترین ضخامت فیلم و بیشترین افزایش دما در محدوده هندسی قطعات آببند قابل شناسایی باشند. در این مقاله بررسی عددی بر روی آببند مکانیکی در محدوده تماسی قسمت-های ثابت و متحرک در شرایط مختلف نیرویی، سرعت چرخش و لزجت سیال در دو حالت دمایی و همدمما انجام شده. مقایسه نتایج عددی و نتایج آزمایشگاهی در شکل‌های ۵ الی ۹ نشان‌دهنده هم‌گرایی نتایج در دو حالت دمایی و همدمماست.

با مقایسه توزیع فشار در دو حالت دمایی و همدمما مشاهده می‌شود، در نظر گرفتن اثر دمایی منجر به افزایش فشار در ناحیه محدود به سطوح ثابت و متحرک می‌شود که این افزایش از مقدار ناچیز در مجاورت قطر داخلی تا بیشترین مقدار در مجاورت قطر خارجی می‌شود. این افزایش فشار در حدود $16/55\%$ نسبت به حالت همدمما است. از طرفی



شکل ۲۳- توزیع ضخامت فیلم در محدوده تماسی



شکل ۲۴- توزیع فشار در محدوده تماسی

آب‌بند مکانیکی است و باید در انتخاب آب‌بند و محدوده دمای کاری توجه بیشتری داشت.

نیرو (N)	w	ضریب بدون بعد نیرو
ضریب باروس	W	
ضریب معادل دما-چگالی ($\frac{1}{C_p}$)	α_T	
ضریب باروس	β	
چگالی سیال	ρ	
چگالی اولیه سیال	ρ_o	
چگالی معادل سیال	$\bar{\rho}$	
لزجت سیال	η	
لزجت اولیه سیال	η_o	

۵- علائم، نشانه‌ها و ارقام

		A_h	سطح تماس سیال (mm^2)
		C	ظرفیت گرمایی سطح ($\frac{Kj}{Kgr \cdot ^\circ C}$)
		c_i	ضریب رهاسازی
		C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
		D	قطر آب‌بند (mm)
		E'	ضریب الاستیسیته مؤثر (GPa)
		G	ضریب سختی
		h	ضخامت فیلم سیال (μm)
		I	آنتالپی (J)
		K	ضریب هدایت حرارتی سطح ($\frac{W}{m \cdot K}$)
		P_i	فشار در تکرار قبل (Pa)
		\bar{P}_i	فشار در تکرار جدید (Pa)
		p_F	فشار هیدرودینامیکی (Pa)
		q_a	گرمای تولید شده بواسطه تماس سطوح (J)
		q_{Loss}	اتلاف حرارت (J)
		t	زمان (t)
		T	دما ($^\circ C$)
		T_0	دمای اولیه
		\bar{U}	سرعت معادل در راستای x ($\frac{mm}{s}$)
		U_E	سرعت خطی ($\frac{mm}{s}$)
		u_s	سرعت لغزش ($\frac{mm}{s}$)
		u_x	سرعت در راستای x
		u_y	سرعت در راستای y
		\bar{V}	سرعت معادل در راستای y

۶- مراجع

[۱] نصرآزادانی مم (۱۳۸۲) انواع آب بندهای صنعتی. شرکت پالایش نفت اصفهان.

[2] Hans Lubbinge (1999) On the lubrication of mechanical face seals. Wiley.

[3] Karaszkiwicz (1985) Hydrodynamic lubrication of rubber seals for reciprocating motion: Leakage of seals with an o-ring. Tribol Int 21-26.

[4] Salant R (2001) Numerical models of rotary lip seal seals. Tribol Res 685-696.

[5] Susan, Salant R (2002) Inter-asperity cavitation and global cavitation in seals an average flow analysis. Tribol Int 113-121.

[6] Shen D, Salant R (2003) Elastohydrodynamic analysis of the effect of shaft surface finish on rotary lip seal behavior. Tribol Trans 6-46.

[7] Salant F, Rocke A (2004) Hydrodynamic analysis of the flow in radial lip seal using flow factors Transactions, ASME J Tribol 156-161.

[8] Rocke A, Salant, R (2005) Elastohydrodynamic analysis of a rotary lip seal using flow factors. Tribol Trans 16-43.

[9] Jianjun S, Chenbo M, Qiuping Y, Jianhua L, Min Z, Peiya Z (2017) Numerical analysis on a new pump-out hydrodynamic mechanical seal. Tribol Int 62-70.

[۱۰] نامدار افزار صنعت پارسین (۱۳۸۹) آب‌بندهای مکانیکی. کاتالوگ صنعتی آب‌بندها.

[11] Salant R, Shen D (2007) An unsteady mixed soft EHL model, with application to a rotary lip seal. Tribol Int 646-651.

- [17] Jérémy C (2018) Numerical and experimental study of misaligned and wavy mechanical face seals operating under pressure pulses and pressure inversions. Mechanical engineering.
- [18] Ayadi K, Runetière B, Tournerie B, Maoui A (2015) Experimental and numerical study of the lubrication regimes of a liquid mechanical seal. Tribol Int 92: 96-108.
- [19] Liu Y, Liu W, Li Y, Liu X, Wang Y (2015) Mechanism of a wavy-tilt-dam mechanical seal under different Working conditions. Tribol Int 90: 43-54
- [20] Migout F, Brunetière N, Tournerie B (2015) Study of the fluid film vaporization in the inter face of a mechanical face seal. Tribol Int 92: 84-95.
- [12] Ping Huang (2015) Numerical calculation of elastohydrodynamic lubrication. Methods and program, wiley.
- [13] Jalali V, Rahnejat D (1998) Elastohydrodynamic solution for concentrated elliptical point contact of machine elements under combined entraining and squeeze-film motion. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering.
- [14] Nian X, Khonsari MM (2012) Thermal performance of mechanical seals with textured side-wall. Tribol Int 45(1): 1-7.
- [15] Jia X, Guo F, Huang L, Salant R, Wang Y (2013) Parameter analysis of the radial lip seal by orthogonal array method. Tribol Int 64: 96-102
- [16] Slawomir B (2015) An analytical approach to heat transfer and thermal distortions in non-contacting face seals. Int J Heat Mass Transf 81:90-102.