



شبیه‌سازی عددی و تاثیر سرعت دورانی بر عملکرد و ضخامت فیلم گاز آببند گاز خشک یک کمپرسور سانتریفیوژ

آرش استواری^۱، نویدبزرگان^{۲*}، نادیا جلالی فر^۳، موسی قاسمی^۴

۱. گروه مهندسی مکانیک، موسسه آموزش عالی اروندان خرمشهر، خرمشهر، ایران

۲. گروه مهندسی مکانیک، واحد آبادان، دانشگاه آزاد اسلامی، آبادان، ایران

۳. گروه مهندسی شیمی، واحد آبادان، دانشگاه آزاد اسلامی، آبادان، ایران

۴. کارشناس ارشد نگهداری و تعمیرات ماشین آلات دوار، شرکت پالایش نفت آبادان، آبادان، ایران

*نویسنده مسئول : n.bozorgan@gmail.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۱/۱۱ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۲۵

چکیده

در این مقاله با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، ویژگی‌های دینامیکی جریان در شیارهای دو جهته نشت‌بند گازی خشک یک کمپرسور سانتریفیوژ، شبیه‌سازی شده است. ناحیه محاسباتی شامل فیلم گاز بین دو رینگ ثابت و چرخان و فضای درون شیارها است. عملکرد نشت‌بند تحت ضخامت های ۳/۰۵ و ۵/۰۸ میکرومتر مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور انجام حل عددی، معادله های پیوستگی و ناویر-استوکس با فرض گاز کامل با استفاده از سلول های بی سازمان حل می‌شوند. رژیم جریان آرام در نظر گرفته و نتایج به دست آمده شامل توزیع فشار می‌باشند. نتایج حاصل از حل عددی مدل هندسی با شیار دو جهته C شکل با نتایج تجربی گابریل، ارزیابی شدند. هندسه مورد بحث در این پژوهش هندسه گاز خشک یک کمپرسور از واحد الکیلاسیون شرکت پالایش نفت آبادان است. نتایج نشان می‌دهد که سرعت چرخش آببند گاز خشک تأثیر مهمی در اثر هیدرودینامیکی دارد، زمانی که سرعت چرخش از ۴۰۰۰ دور بر دقیقه به ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه افزایش می‌یابد، فشار هیدرودینامیکی در شیار از ۴/۷۶ بار به ۶/۰۰۹ بار افزایش می‌یابد. در حالی که فشار شعاع خارجی و ضخامت فیلم گاز هر دو اثر هیدرودینامیکی را کاهش می‌دهند.

کلمات کلیدی: آببند گاز خشک، شبیه سازی عددی، شیار C شکل.

مقدمه

یکی از مشکلات تجهیزات دوار، نشتی بین قطعه دوار و ثابت است. در کمپرسورهای گریز از مرکز این امر از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، بطوریکه در صورت نشتی سیال به محیط می‌تواند مشکلات جبران ناپذیری را به سیستم وارد کند. با نشتی آببند گاز خشک کمپرسور از سرویس خارج خواهد شد و بخش عمده تولید واحد صنعتی متوقف خواهد شد. نشت بندهایی که در این کمپرسورها استفاده می‌شود شامل یک رینگ گردان و یک رینگ ثابت می‌باشند که یکی از آنها روی محور نصب می‌شود و با آن می‌چرخد و دیگری در بدنه ثابت می‌گردد. سطوح آب بندی روی فیلم نازکی از گاز می‌چرخند و بدینوسیله از تماس مستقیم جلوگیری می‌شود. اساس کار آببندهای گازی خشک به این صورت است که شیارهای روی قسمتی از رینگ گردان تعبیه می‌شود که در حین چرخش باعث ایجاد یک نیروی دینامیکی شده و سبب جدا شدن رینگ های ثابت و چرخان از یکدیگر و ایجاد یک فاصله کم بین سطوح می‌گردد. شیار موجود بر این آب بند گاز خشک از نوع دوجته C شکل است که قادر است در هر دو جهت چرخش شفت کمپرسور تولید نیروی هیدرودینامیکی کند. تحقیقات بسیاری در این زمینه انجام شده است. مولر [۱] دلایل قابلیت هیدرودینامیکی بالاتر گازبند یک جهته را توضیح داد. در مرحله اول، هندسه شیار بیشتری را می‌توان بر روی گازبند قرار داد، بنابراین اجازه می‌دهد تا اثرات پمپاژ بیشتری داشته باشد. در مرحله دوم، در یک گازبند دو طرفه، بخشی از هندسه شیار یک عمل معکوس دارد بنابراین فشار گاز محلی را به دلیل کاهش اثر پمپاژ کاهش می‌دهد. ابراهیم شاهین و همکاران [۲] با استفاده از نرم افزار انسیس مدل محاسباتی سه بعدی شیار مارپیچی آببند گاز خشک را مطالعه نمودند. نتایج جریان آرام نسبت به جریان آشفته با نتایج آزمایش مطابقت بیشتری داشت، در حالی که حل های جریان توربولانس با استفاده از جریان مغشوش k-ε یا شبیه سازی جریان گردابی بزرگ، دقت کمتری دارند. جیانگ و همکاران [۳]



سه نوع شیار بایونیک برگرفته از بال پرنده‌گان را بررسی نموده و دریافته‌اند که در سرعت‌های بالا و فشارهای پایین، شیار مارپیچ خوشه‌ای و شیار مارپیچ چند ردیفه دارای سختی فیلم بالا و میزان نشتی کمتری هستند. به بیان دیگر نسبت سختی - نشتی ماکزیمم است. بادیکو و همکاران [۴] با تحقیق بر روی مدل پیشرفته دینامیکی، دو مدل هیدرولیکی برای محاسبه توزیع فشار و مدل شیار مارپیچ برای محاسبه ضخامت فیلم آبندی ارائه دادند. حل مدل ریاضی که به منظور محاسبه مشخصات استاتیکی و دینامیکی فیلم گاز و فاصله آبندی بود، نشان داد که اجزای الاستیک و دمپینگ فیلم گاز بطور مشخص خواص دمپینگ و سختی فنرها و آبند ثانویه (اورینگ‌ها) را تغییر می‌دهند. جینگ و همکاران [۵] میدان جریان آرام و مدل آشفته را با استفاده نرم افزار فلونت شبیه سازی نمودند. نتایج نشان داد که دقت ضخامت فیلم و نیروی باز شدن صفحات از هم در حالت آرام بیشتر از حالت آشفته است. ضخامت فیلم در مدل آرام $2/95$ میکرون و میزان نشتی $0/00023$ میلیمتر مکعب بر ثانیه گزارش شد، در حالی که ضخامت فیلم مدل آشفته $3/53$ میکرون و میزان نشتی آن $0/000295$ بدست آمد. ما و همکاران [۶] در تحقیق اولیه خود اثر ترموهیدرودینامیک شیار مارپیچ آب بند گاز خشک را در فشارهای پایین مورد بررسی قرار دادند و مشاهده نمودند که شیار مارپیچ، توزیع دمای فیلم را در منطقه شیار یکنواخت‌تر می‌کند و افزایش سرعت چرخش منجر به افزایش دمای فیلم گاز می‌گردد. سپس در مطالعه‌ای دیگر بر روی شیار T شکل، دریافت که اختلاف دما بین شعاع خارجی و داخلی در فشارهای زیر یک مگاپاسکال، حدود 6 درجه کلون و در فشارهای بالاتر از یک مگاپاسکال، حدود 60 درجه کلون است. در فشارهای بالا، نیروی باز شدن صفحات کاهش و میزان نشتی بطور چشمگیری افزایش می‌یابد. کیوان و همکاران [۷] با شبیه‌سازی عددی توسط نرم افزار تجاری انسیس و استفاده از معادله گاز واقعی به منظور تحلیل دقیق‌تر دریافته‌اند که دما از خارج به داخل افزایش می‌یابد و با افزایش ضخامت فیلم، اثر فشار دینامیکی تضعیف و نیروی باز شدن کم و نشتی افزایش می‌یابد. همچنین روند تغییر اختلاف فشار، اختلاف دما و نیروی باز شدن مدل SCO_2 کمی بیشتر از مدل هوا است. نتایج دینامیک سیالاتی محاسباتی زاهورولکو و همکاران [۸] نشان داد که تقریباً در تمامی مقادیر اختلاف فشار، حالت جریان سیال بحرانی است. مطالعات تجربی و عددی چن و همکاران [۹] بر روی شیار مارپیچی آبند در سرعت‌های بالا نشان می‌دهد که اگر ضخامت فیلم گاز بیشتر باشد، سختی فیلم گاز کمتر می‌گردد و زمانی که ضخامت گاز کمتر از $8/6$ میکرون است، پایداری دینامیکی بهتری نسبت به ضخامت فیلم $16/3$ میکرون دارد. وانگ و همکاران [۱۰] اثر زبری را با آنالیز عددی بررسی نمودند. آن‌ها دریافته‌اند که یک منطقه با زبری سطح وسیع‌تر، نیروی باز شدن و مقدار نشتی بزرگتری دارد. لیائو و همکاران [۱۱] با مطالعه بر روی سیل دوتایی شامل آبند اولیه و ثانویه، دریافته‌اند که میزان نشتی سیل اولیه به مراتب بیشتر از سیل ثانویه است. ژائو و همکاران [۱۲] با مطالعه بر روی سیل انگشتی دریافته‌اند که زمانی که زبری از $0/3$ میکرومتر به $0/8$ میکرومتر افزایش می‌یابد، میزان نشتی تا 14% بیشتر می‌گردد. شی و همکاران [۱۳] از طریق مدل عددی سه بعدی یک طرح جدید خنک کننده برای مکانیکال سیل ارائه دادند. آن‌ها مشاهده کردند که در سرعت دورانی 1600 دور بر دقیقه، دمای اولیه از 82 درجه کلون نهایتاً تا 1017 درجه کلون می‌رسد. ژو و همکاران [۱۴] دریافته‌اند که با افزایش دندانه‌های مارپیچ در یک لایرن، میزان نشتی و مقدار افت فشار افزایش می‌یابد. چاوز و سانتیاگو [۱۵] از طریق یک سنسور در خارج از آبند توانستند فشار دینامیکی فیلم سیال آبند را اندازه گیری کنند. آن‌ها همچنین دریافته‌اند که با افزایش سرعت از 1000 به 5000 دور بر دقیقه، مقدار نشتی به $0/0002172$ کیلوگرم بر ثانیه افزایش می‌یابد. سو و همکاران [۱۶] با مطالعه عددی بر روی پارامترهای ساختاری یک مکانیکال سیل مشاهده کردند که با افزایش ضخامت فیلم سیال، نشتی افزایش و نیروی باز شدن کاهش می‌یابد. ژو و همکاران [۱۷] با استفاده از مدل چرخشی سه بعدی در فشار 30 مگا پاسکال و سرعت 30 متر بر ثانیه، صفحات آبند را با زبری سطوح $0/2$ ، $0/8$ ، و $1/6$ میکرون مطالعه نمودند و نتیجه گرفتند که تنش کششی با افزایش زبری افزایش می‌یابد که در نهایت منجر به ترک در سطوح آبندی از جنس کربن گرافیت می‌گردد. هدف از این مقاله بررسی تاثیر تغییرات سرعت دورانی کمپرسور بر عملکرد آبند گاز خشک است. لازم به ذکر است که تکنولوژی ساخت این آبند در انحصار یک شرکت معتبر آلمان بوده و تاکنون پژوهشی در خصوص این آبند صورت نگرفته است.

**معادلات حاکم**

فرض بر این است که گاز جریان آرام را نشان می‌دهد زیرا ضخامت فیلم کم است. معادلات حاکم در حالت آرام را می‌توان به شرح زیر نوشت:

معادله پیوستگی در یک مسئله متقارن محور ثابت به روش زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho r V_z) = 0 \quad (1)$$

معادلات ناویر استوکس در جهت شعاعی، محیطی و محوری را می‌توان به شرح زیر توصیف کرد:

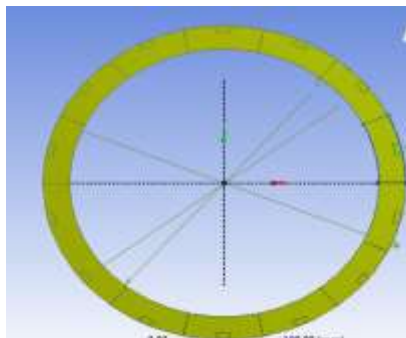
$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \quad (2)$$

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \frac{V_\theta V_r}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

مدل سازی هندسی

مدل سازی عددی آب‌بندهای گاز خشک یک کار پیچیده است زیرا تجزیه و تحلیل نه تنها باید بتواند دینامیک اثر متقابل مایع و جامد حلقه‌های آب‌بند را نشان دهد، بلکه باید تجزیه و تحلیل دقیق جریان سیال در آب‌بند را ارائه دهد. مدل هندسه نشت‌بند C شکل بطور شماتیک در شکل (۱) نشان داده شده است. به دلیل تقارن دایره ای، دامنه محاسبه قسمت ۱/۲ کل مدل است که شامل شیار و سطح است.

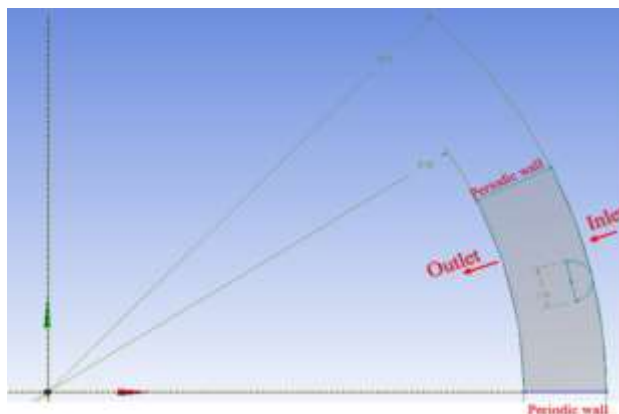


شکل (۱): مدل هندسی رینگ گردان.

شرایط مرزی و فرضیه‌ها

شرایط مرزی فشار بر روی شعاع داخلی و خارجی در جهت محیطی ثابت در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی پریودیک در دو قسمت جانبی بخش محاسباتی گازبند در نظر گرفته می‌شود. بدین ترتیب شرط مرزی فشار ورودی بعنوان ورودی شیار و همچنین قسمت داخلی رینگ را بعنوان شرط مرزی فشار خروجی در نظر گرفته می‌شود. بنابراین به دلیل اختلاف فشار، جهت جریان از شعاع خارجی به سمت شعاع داخلی است. شکل (۲) شرایط مرزی هندسه را نشان می‌دهد. اجرای این شرایط مستلزم کاهش گرادبان فشار در هر موقعیت شعاعی در جهت محیطی است.

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi}_{(r, \varphi_L)} = \frac{\partial p}{\partial \varphi}_{(r, \varphi_r)} = 0 \quad (5)$$



شکل (۲): هندسه و شرایط مرزی شبیه سازی شده.

به منظور حل مساله فرضیات زیر در نظر گرفته شده است: ویسکوزیته گاز ثابت، جریان سه بعدی، پایا و تراکم ناپذیر است. جریان آرام فرض شده است. شرایط مرزی در مرز بین جامد و گاز، همان شرایط مرزی جابجایی و بصورت آدیاباتیک است. از اثر تشعشع صرف نظر می‌گردد. برای رینگ ثابت و رینگ چرخان شرایط دیواره برقرار است. شرایط سرعت عدم لغزش برقرار است. صفحات آببندی کاملا صاف هستند و اثر زبری سطح نادیده گرفته می‌شود. شرایط گاز ایده آل برقرار است. این فرضیه در شبیه سازی محققان دیگر از جمله سو و همکاران [۱۸] در نظر گرفته شده است. ورودی سیال واسطه بعنوان شرط مرزی فشار تعریف شده و دبی خروجی در آن بعنوان شرط مرزی خروجی فرض می‌شود.

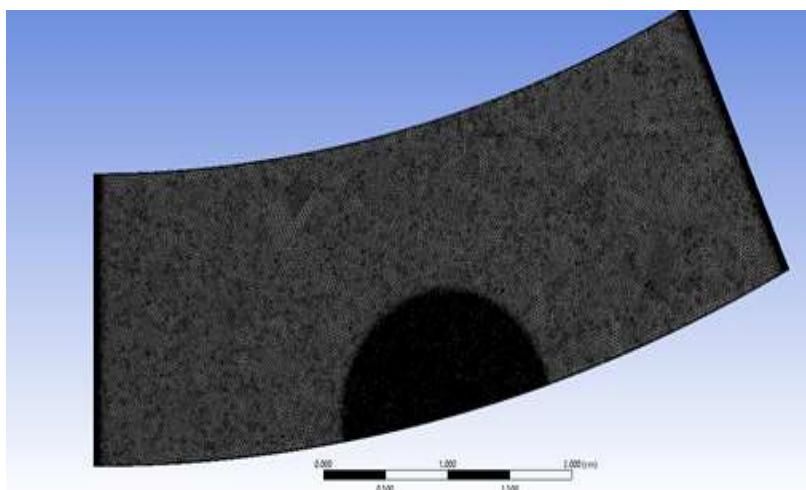
روش حل و تولید شبکه

طراحی مدل در محیط انسیس فلوئنت صورت گرفته است. معادلات به صورت سه بعدی گسسته سازی می‌شوند. روش حل پایا و معادلات با روش میانگین رینولدز ساده سازی می‌شوند. برای چرخش از روش چرخش مرجع استفاده خواهد شد. در جدول شماره (۱) مشخصات مدل هندسی آمده است.

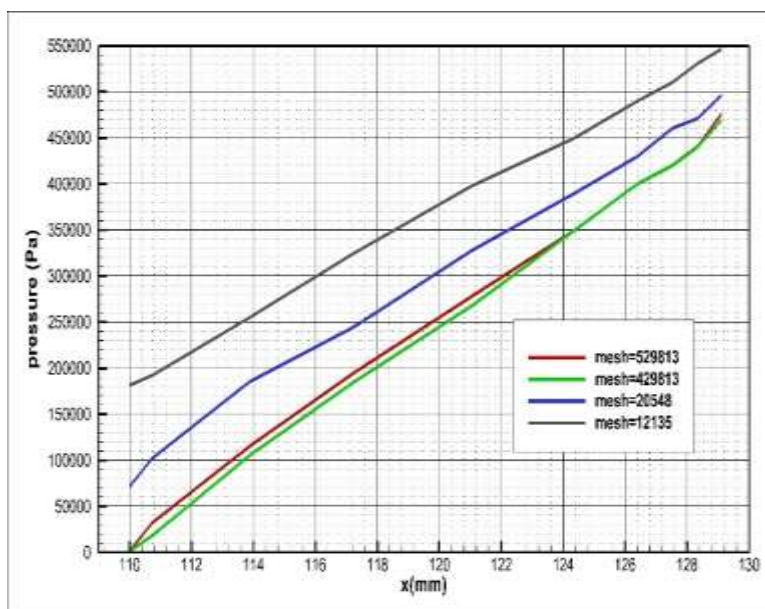
جدول (۱): پارامترهای هندسی رینگ گردان.

قطر خارجی	۲۵۸ میلی‌متر
قطر داخلی	۲۲۰ میلی‌متر
طول شیار	۱۰ میلی‌متر
عمق شیار	۰/۰۰۵ میلی‌متر
ضخامت فیلم	۰/۰۰۵ میلی‌متر
سیال کاری	نیترژن

شکل (۳) مش بندی هندسه را با توجه به تقارن محوری دایره‌ای نشان می‌دهد، دامنه محاسبات برای یک مورد از ۱۴ قسمت نشان داده شده است. در بررسی شبکه، شکل (۴) نشان می‌دهد بهترین شبکه ۴۲۹۸۱۳ تعداد المان دارد (سرعت دورانی: ۴۰۰۰ دور بر دقیقه، فشار ورودی: ۴/۸۴ بار، ضخامت فیلم ۵ میکرومتر).



شکل (۳): مش بندی

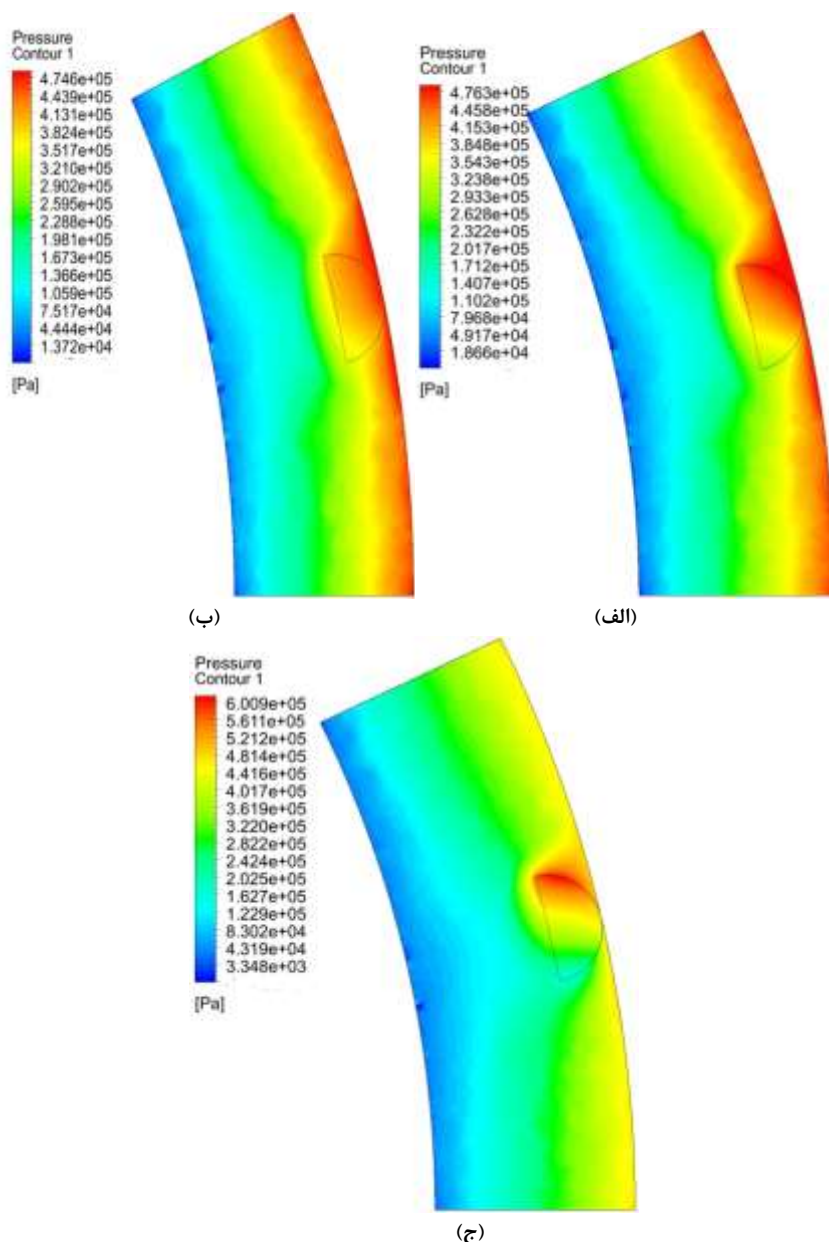


شکل (۴): انتخاب تعداد المان.

نتایج

تاثیر سرعت دورانی

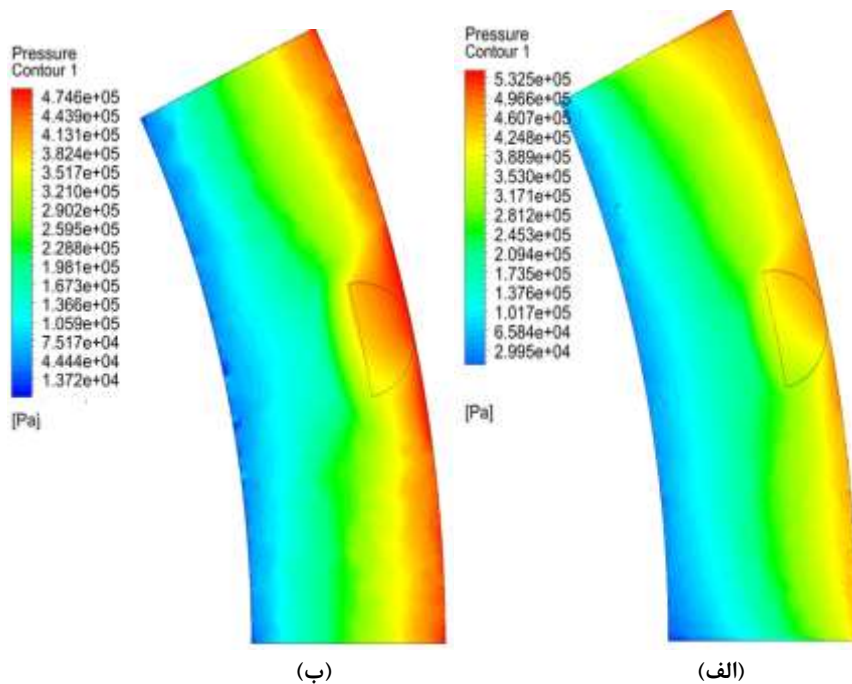
شکل (۵) توزیع فشار را برای فیلم گاز با ضخامت ۵ میکرومتر با سرعت‌های چرخش مختلف نشان می‌دهد. مشاهده گردید با افزایش سرعت دورانی، فشار در فیلم گاز بیشتر شده و طبق نتایج این فشار حداکثری در گوشه شیار که در جهت چرخش است قرار می‌گیرد. اما مشاهده شد که این افزایش فشار تا فاصله ۱۱۶ میلیمتری برقرار بوده و هر سه سرعت دورانی (۴۰۰۰، ۸۰۰۰ و ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه) بعد از این فاصله تا شعاع داخلی فشار تقریباً یکسانی را از خود نشان دادند. وقتی سرعت به ۱۸۰۰۰ دور در دقیقه رسید، فشار در ریشه شیار به سطح فشار ورودی افزایش یافت. از این رو، فشار ریشه شیار با رشد بیشتر سرعت چرخش از فشار ورودی پیشی خواهد گرفت.



شکل (۵): توزیع فشار در سرعت‌های مختلف دورانی. (الف) ۴۰۰۰ دور بر دقیقه. (ب) ۸۰۰۰ دور بر دقیقه. (ج) ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه.

ضخامت مختلف فیلم گاز

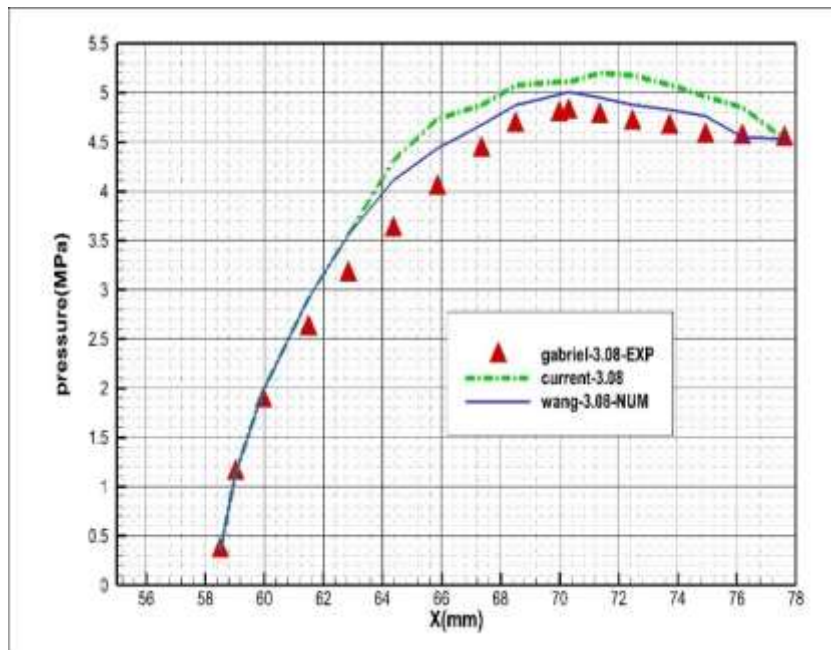
شکل (۶) توزیع فشار در ضخامت‌های مختلف فیلم گاز $۳/۰۵$ و $۵/۰۸$ میکرومتر در حالی که پارامترهای دیگر ثابت هستند، را نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل نشان داده شده است، کاهش ضخامت فیلم گاز باعث افزایش اثر هیدرودینامیکی و افزایش فشار فیلم گاز می‌شود. به طور خاص، فشار فیلم گاز در ریشه شیار افزایش یافته و یک منطقه فشار بالا را تشکیل می‌دهد، جایی که فشار بیشتر از فشار ورودی است. در مقابل، افزایش ضخامت فیلم گاز اثر هیدرودینامیکی و در نتیجه فشار فیلم گاز را کاهش می‌دهد. به وضوح مشاهده می‌شود که فشار در ریشه شیار با فشار شعاع خارجی تفاوت زیادی دارد، زیرا این منطقه تحت فشار بالا در ریشه شیار ناشی از اثر هیدرودینامیکی است. در مقابل، فشار به طور یکنواخت از ورودی به خروجی توزیع می‌شود.



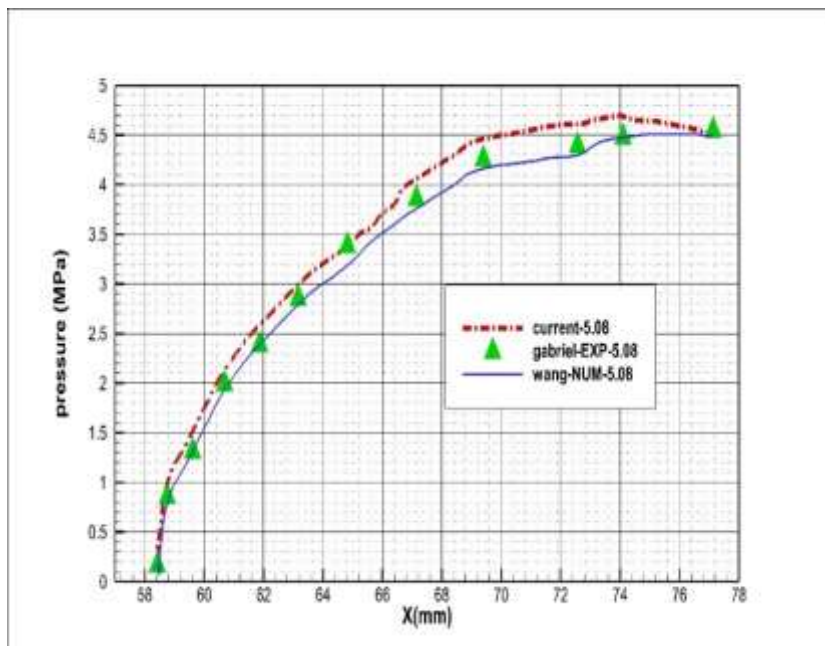
شکل (۶): توزیع فشار در ضخامت های مختلف فیلم گاز. الف) ۵ میکرون. ب) ۳ میکرون.

اعتبارسنجی

به منظور بررسی صحت مدل عددی، مدل‌های گازبند گاز خشک با ضخامت فیلم ۵/۰۸ و ۳/۰۸ میکرومتر ایجاد شده است. نتایج شکل‌های (۷) و (۸) نشان دادند که توزیع فشار در جهت شعاعی هر مدل با داده‌های گابریل [۱۹] و وانگ [۲۰] مطابقت دارد، به ویژه هنگامی که ضخامت فیلم زیاد باشد.



شکل (۷): مقایسه نتایج حاضر، نتایج عددی و آزمایشگاهی در ضخامت ۳/۰۸ میکرومتر.



شکل (۸): مقایسه نتایج حاضر، نتایج عددی و آزمایشگاهی در ضخامت ۵/۰۸ میکرومتر.

نتیجه گیری

در این پژوهش با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، ویژگی‌های دینامیکی جریان در شیارهای دو جهته نشت‌بند گازی خشک یک کمپرسور گریز از مرکز، شبیه سازی گردید. ناحیه محاسباتی شامل فیلم گاز بین دو رینگ ثابت و چرخان و فضای درون شیارها است. عملکرد نشت‌بند تحت ضخامت‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت. به منظور انجام حل عددی، معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس با فرض سیال گاز کامل با استفاده از سلول‌های بی‌سازمان، حل شدند و خلاصه نتایج به صورت زیر بیان می شود:

۱- فشار فیلم گاز شیار C در سرعت چرخش مختلف مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دادند که اثر هیدرودینامیکی در سرعت‌های پایین غیر قابل مشاهده بود. با افزایش سرعت دورانی فشار در فیلم گاز بیشتر شده و طبق نتایج این فشار حداکثری در گوشه شیار که در جهت چرخش است قرار می‌گیرد. اما مشاهده گردید که این افزایش فشار تا فاصله ۱۱۶ میلیمتری برقرار بوده و هر سه سرعت دورانی (۴۰۰۰، ۸۰۰۰ و ۱۸۰۰۰ دور بر دقیقه) بعد از این فاصله تا شعاع داخلی فشار تقریباً یکسانی را از خود نشان دادند. وقتی سرعت به ۱۸۰۰۰ دور در دقیقه رسید، فشار در ریشه شیار به سطح فشار ورودی افزایش یافت. از این رو، فشار ریشه شیار با رشد بیشتر سرعت چرخش از فشار ورودی پیشی خواهد گرفت.

۲- افزایش ضخامت فیلم گاز اثر هیدرودینامیکی و در نتیجه فشار فیلم گاز را کاهش می‌دهد. به عبارتی با افزایش ضخامت فیلم، فشار لایه فیلم در نقاط میانی با توجه به نتایج بیشتر می‌شود.

تشکر و قدردانی

در نهایت بر خود لازم می‌دانیم که از حمایت واحد پژوهش و توسعه شرکت پالایش نفت آبادان تشکر و قدردانی نماییم.



فهرست علائم		
(m/s)	V_r	سرعت شعاعی
(m/s)	V_θ	سرعت محیطی
(m/s)	V_z	سرعت محوری
(kg/m ³)	ρ	چگالی
(Pa.s)	μ	ضریب ویسکوزیته
(Bar)	P	فشار
(m)	r	شعاع

مراجع

- [1] Muller, (1998), Fluid Sealing Technology Principles and Applications, Marcel Dekker INC.
- [2] Shahin, I., Gadala, M., Alqaradawi, M., Badr, O., (2016), Three dimensional computation study for spiral drygas seal with constant groove depth and different tapered grooves. Procedia Engineering 68, pp 205-212.
- [3] Jiang, J.B., Peng, X.D., Li, J.Y., Chen, Y., (2016), A comparative study on the performance of typical types of bionic groove dry gas seal based on bird wing, Journal of Bionic Engineering 13, pp 324-334.
- [4] Badykov, R., Sergey, V., (2017), Advanced dynamic model development of dry gas seal, Procedia Engineering 176, pp 344 – 354.
- [5] Jing, X., Peng, X., Bai, S., Meng, X., (2015), CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas seal, Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA).
- [6] Ma, C., Shaoxian, B., Xudong, P., (2016), Thermo-hydrodynamic characteristics of spiral groove gas face seals operating at low pressure, Tribology International 95, pp 44–54.
- [7] Qiuwan, D., Keke, G., Zhang Di., Yonghui X., (2018), Effects of grooved ring rotation and working fluid on the performance of dry gas seal, International Journal of Heat and Mass Transfer 126, pp 1323–1332.
- [8] Zahorulko, A.V., K., Lee, Y.B., (2021), Dynamic behavior and difference pressure control of difference pressure regulator for dry gas seals, Mechanical Systems and Signal Processing 165, 108350.
- [9] Yuan, Ch., Xudong, P., Jinbo, J., Meng, X., Li, J., (2018), Experimental and theoretical studies of the dynamic behavior of a spiral groove dry gas seal at high-speeds, Tribology International 125, pp 17–26.
- [10] Wang, Y., Jianjun, S., Qiong, H., Wang, D., Zheng, X., (2018), Orientation effect of orderly roughness microstructure on spiral groove dry gas seal, Tribology International 126, pp 97-105.
- [11] Liao, C., Chen, H., Lu, H., Dong, R., Sun, H., Chang, C., (2020), A leakage model for a seal-on-seal structure based on porous media method, International Journal of Pressure Vessels and Piping 188, 104227.
- [12] Zhao, H., Su, H., Chen, G., (2020), Analysis of total leakage of finger seal with side leakage flow, Tribology International 150, 106371.
- [13] Xie F., Li, Y., Ma Y., Xia S., Ren J., (2020), Cooling behaviors of a novel flow channel in mechanical seals of extreme high-speed rotation for cryogenic rockets, Cryogenics 107, 103055.



- [14] Zhou, W., Zha, Zh., Wang, Y., Shi, J., Gan, B., Li, B., Qiu, N., (2021), Research on leakage performance and dynamic characteristics of a novel labyrinth seal with staggered helical teeth structure, Alexandria Engineering Journal 60, pp 3177-3187.
- [15] Chavez A., Santiago S., (2020), Determining a pressure response function of the hose and sensor arrangement for measurements of dynamic pressure in a dry gas seal film, Tribology International 143, 106007.
- [16] Su, W.T., Li, Y., Wang, Y.H., Zhang Y.N., Li, X.B., Ma, Y., (2020), Influence of structural parameters on wavy-tilt-dam hydrodynamic mechanical seal performance in reactor coolant pump, Renewable Energy 166, pp 210-221.
- [17] Zhou, X., Gu, C., Wang, J., Chen, Z., (2021), Thermo-mechanical coupling analysis of the end faces for a mechanical seal under dry friction, School of Chemical Engineering, Tribology International 160, 107050.
- [18] Su, H., Rahmani, R., Rahnejat H., (2016), Thermo-hydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow, International Journal of Thermal Sciences 110, pp 270-284.
- [19] Gabriel R., (1994), Fundamentals of spiral groove non contacting face seals, Lubrication Engineering 50, pp 215-224.
- [20] Hong, W., Baoshan, Z., Jiansh, L., Changliu, Y., (2013), A thermohydrodynamic analysis of dry gas seals for high-temperature gas-cooled reactor, Journal of Tribology 135, 021701.