



بررسی تاثیر آشفته ساز در کندانسور یکبارگذر به روش شبیه سازی عددی بر عملکرد حرارتی یک نمونه نیروگاه سیکل رانکین

ایمان مبرزی^{۱*}، محمد افتخاری یزدی^۲

۱- دانشجوی دکتری تخصصی تبدیل انرژی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

۲- استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

*Iman.Mobbarezi1397@Gmail.com

ارسال: دی ماه ۹۷ پذیرش: بهمن ماه ۹۷

چکیده

در این پژوهش به روش دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی انتقال حرارت و جریان در کندانسور خنک شونده یکبار گذر در یک نیروگاه نمونه پرداخته شده است. نمونه‌هایی بر اساس خنک کاری با آب دریا وجود دارند، از جمله کندانسور نیروگاه‌های نزدیک به دریا یا رودخانه‌های بزرگ معمولاً از نوع کندانسور سطحی یکبار گذر است. با استفاده از روش حجم محدود و نرم افزار فلونت جریان سیال و همینطور تاثیر آشفته ساز بر لوله‌های کندانسور مدل‌سازی شد. سه نمونه آشفته ساز مورد مطالعه قرار گرفت و تاثیر افت فشار و بهبود انتقال حرارت به شکل همزمان مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت، نتایج شبیه سازی عددی به عنوان ورودی به برنامه کامپیوتری بر اساس چرخه ترمودینامیکی اعمال شد و ایجاد بهبود در عملکرد حرارتی کندانسور بر ظرفیت و راندمان نیروگاه بررسی گردید. مشخص گردید که با استفاده از آشفته ساز ضریب انتقال حرارت بین ۵٪ تا ۱۰٪ بهبود پیدا می‌کند که به نوبه خود می‌توان به ۱٪ تا ۲٪ بهبود در بازده حرارتی نیروگاه دست یافت. اگرچه درصد کوچکی است، اما با توجه به هزینه پایین اجرای آشفته ساز، این موضوع به خوبی قابل توجیه است. اگرچه در حین اجرا باید موارد مربوط به رسوب را نیز بررسی نمود.

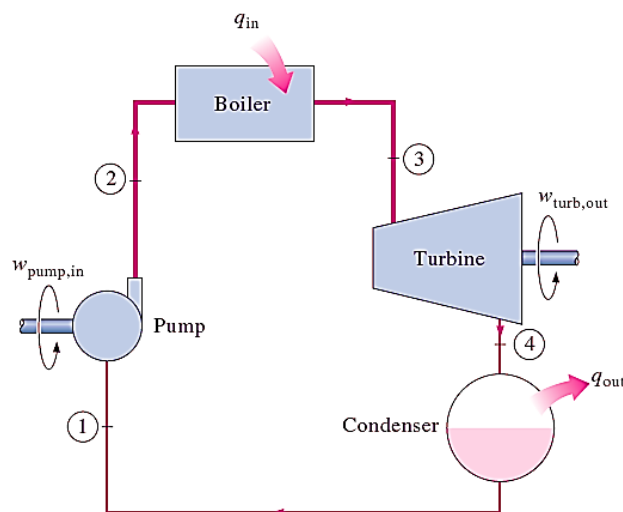
کلمات کلیدی: نیروگاه بخار، کندانسور، انتقال حرارت جابه‌جایی، آشفته ساز، آشفته‌گی، مدل آشفته‌گی k-ε

۱- مقدمه

نیروگاه‌های سیکل ترکیبی بخش عمده تولید برق کشور را تولید می‌کنند. در سیکل‌های قدرت بخاری سیال در گردش ضمن طی کردن سیکل، تغییر فاز می‌دهد و بر خلاف سیکل‌های قدرت گازی، یک سیکل ترمودینامیکی را طی می‌کنند. این سیکل‌ها از نظر

ترمودینامیکی یک سیکل بسته را تشکیل می دهند که سیال در گردش، همواره در سیستم، جریان دارد. سیالی که معمولاً مورد استفاده قرار می گیرد آب است که به صورت دو فاز مایع و بخار در سیکل، جریان می یابد. عملیات تغییر فاز در بویلر و کندانسور انجام می شود. که در این مطالعه انتقال حرارت در لوله های کندانسور مورد بررسی قرار گرفته است. با بهبود انتقال حرارت در کندانسور بازده نیروگاه افزایش می یابد. اما باید توجه داشت که هزینه ایجاد بهبود در انتقال حرارت باید از لحاظ فنی-اقتصادی قابل توجیه باشد.

سیکل قدرت بخاری که در نیروگاه های بخاری استفاده می شود، سیکل رانکین است. در این سیکل، ابتدا آب با فشار کم توسط پمپ تغذیه به آب با فشار زیاد تبدیل می شود و آب با فشار زیاد به سمت دیگ بخار منتقل می شود. در دیگ بخار به وسیله انتقال حرارت از منبع گرم به سیال آب، دمای آب ورودی افزایش می یابد. این انتقال حرارت به حدی است که سیال آب ورودی به دیگ بخار، افزایش می یابد. این انتقال حرارت به حدی است که سیال آب ورودی به دیگ بخار، تبدیل به بخار اشباع می شود. این تحول به صورت یک تحول با فشار ثابت است. بخار اشباع خارج شده از دیگ بخار، پس از عبور از پره های توربین منبسط می شود که این انبساط، باعث ایجاد کار در طول محور توربین می گردد. این تحول، یک تحول آدیاباتیک است که باعث می شود تا سیال خروجی از توربین به صورت بخار مرطوب (بخار همراه مایع) در آید. حرارت موجود در این بخار مرطوب در وسیله ای به نام کندانسور جذب می شود. نهایتاً سیال خروجی از کندانسور به صورت مایع اشباع وارد پمپ تغذیه می گردد. شکل ۱ اجزای چرخه ایده ال رانکین را نمایش می دهد.



شکل ۱- اجزای چرخه ایده ال نیروگاه بخار رانکین [۱]

در سیکل های عملی نیروگاه های بخاری، به منظور افزایش بازده سیکل رانکین و رفع مشکلات مربوطه، تمهیداتی صورت می گیرد که عبارتند از:

- افزایش دمای بخار ورودی به توربین به وسیله مافوق گرم کردن بخار
- افزایش فشار سیال ورودی به توربین
- کاهش فشار سیال خروجی از توربین

عملکرد کندانسور تاثیر زیادی بر راندمان حرارتی نیروگاه دارد. در این مطالعه به روش دینامیک سیالات محاسباتی به شبیه سازی انتقال حرارت در کندانسور پرداخته خواهد شد. پس از انجام شبیه سازی و اعتبار سنجی با داده های موجود، پیشنهاداتی جهت بهبود انتقال حرارت ارائه و بررسی شده است. آنچه به طور مشخص در مطالعه حاضر بررسی شده است، استفاده از آشفتگی ساز در داخل لوله برای بهبود انتقال حرارت سیال خنک کننده است.

لستفاده از تنوع آشفته ساز توسط محققان مختلف بررسی شده است، به عنوان نمونه استفاده از نوارهای پیچان در مطالعات سیدهاپا [۲]، ساوکار و همکاران [۳] و نگاریان و رانگاتان [۴] مورد بررسی قرار گرفته است. در طی این مطالعات مشخص شد که استفاده از نوار پیچان علاوه بر بهبود انتقال حرارت میزان افت فشار را نیز افزایش می‌دهد.

استفاده از آشفته ساز V شکل توسط اوزاگاره و بونسود [۵] بررسی شده است. میزان بهبود ناسلت در بازه رینولدز بیش از ۱۰٪ مشاهده شد و در عین حال ضریب اصطکاک تا ۲٪ افزایش پیدا کرد. نتایج تقریباً مشابه با استفاده از آشفته ساز نوار پیچان مشاهده شده است [۶ و ۷].

استفاده همزمان از نانو سیال و آشفته ساز توسط مداح و همکاران [۸] بررسی شد. آنها یک مبدل دو لوله‌ای به قطر خارجی 16mm را بررسی کردند. غلظت نانو سیال ۰.۰۱٪ بود. نوار پیچان به ضخامت 1mm و عرض 5mm استفاده شد. ضریب انتقال حرارت تا ۲۰٪ و ضریب اصطکاک تا ۲.۵٪ افزایش پیدا کردند.

باید توجه داشت که بهبود انتقال حرارت و یا افزایش افت فشار به تنهایی چندان قابل اتکا نیست و باید مجموعه چرخه‌ای که مبدل حرارتی در آن استفاده شده است، بررسی گردد. هاتا [۹] استفاده از آشفته ساز بر بهبود انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی نیروگاه هسته‌ای را بررسی نمود. مشخص شد که با افزایش دبی سیال در داخل لوله ضریب اصطکاک افزایش پیدا می‌کند. متنی و همکاران [۱۰] نیز پدیده مشابهی را مشاهده کردند.

پاون و همکاران [۱۱] نوارهای قطع شده را بررسی کردند و ایسماراد [۱۲ و ۱۳] به بررسی آشفته ساز به شکل چند ضلعی الماس یا بالچه دلتا پرداختند. بازه رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۲۷۰۰۰ در این مطالعات متغیر بود. مشاهده شد که ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک هر دو افزایش پیدا می‌کنند.

تاکنون مطالعات متعددی در مورد راندمان حرارتی، تعمیرات و نگهداری، بهینه‌سازی و اثرات زیست محیطی نیروگاه‌های بخار در داخل کشور انجام گرفته است. از جمله سعیدی [۱۴] به بررسی سیستم خنک کاری و ارایه پیشنهادهایی جهت بهینه‌سازی سیستم خنک کننده در نیروگاه شهید سلیمی پرداخت. عنایتی [۱۵] در پایان نامه کارشناسی ارشد خود به بررسی علل تخریب لوله‌های کندانسور نیروگاه بخار و ارائه روشهای کنترل آن پرداخت. وی در مورد اثرات خوردگی مطالعاتی انجام داد و اثر مشخصات آب بر خوردگی لوله را بررسی نمود. نعیمی [۱۶] مشکلات بهره برداری از کندانسورها را مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار داد. یکی از مشکلات اساسی کندانسورها، سوراخ شدن متعدد لوله‌ها و محدودیت تولید انرژی الکتریکی در مدت زمان انجام عملیات نشت یابی لوله‌ها بوده است که سبب کاهش ضریب آمادگی و تولید واحدها است. مشکل دیگر کندانسورها اختلال در عملکرد آنها بدلیل کاهش خلاء یا افزایش پس فشار می‌باشد. عوامل موثر به کاهش خلاء کندانسور از جمله مقدار درجه حرارت آب دریا، نفوذ هوا به داخل کندانسور و میزان کثیف شدن در تشکیل رسوب در جدار داخلی لوله‌ها مورد بحث قرار گرفت. راهکارها و اقدامات انجام شده جهت حذف یا مرتفع نمودن مشکلات اشاره شده توسط وی عنوان گردید و در نهایت نتایج مثبت آن از قبیل کاهش مصرف سوخت و آب تصفیه شده، کاهش محدودیت تولید و در نتیجه افزایش تولید، ضریب آمادگی و همچنین افزایش راندمان ارائه گردید. وفایی نژاد و همکاران [۱۷] راهکارهای اجرایی بهره برداری و نگهداری نیروگاه توربین انبساطی را بررسی نمودند. از آنجا که در برخی موارد از نیروگاه‌ها به جای شیر فشار شکن از توربین انبساطی استفاده می‌شود، از این طریق امکان صرفه جویی انرژی در آن وجود دارد.

آنچه در این مطالعه بررسی شده است، استفاده از آشفته ساز بدون پیچش است که در تحقیقات پیشین مورد بررسی قرار نگرفته است، علت این انتخاب سهولت ساخت و افت فشار پایین است. در نتیجه این نوع آشفته ساز به راحتی می‌تواند در کندانسور نیروگاه‌های موجود در داخل کشور مورد استفاده قرار گیرد.

۲- شبیه سازی

قطر لوله که سیال خنک کننده در آن جریان دارد برابر 22mm در نظر گرفته شد. اعداد فوق بر اساس مطابقت با بررسی مشخصات نیروگاه‌های موجود به ویژه نیروگاه شهید سلیمی انتخاب شدند. مشخصات هندسی و حرارتی مربوط به کندانسور نیروگاه در شرایط کاری مختلف به ترتیب در جداول ۱ و ۲ ارائه شده است. مقادیر بر اساس سوخت گاز در واحدها بیان شده اند. سه حالت از آشفته ساز در نظر گرفته شد که در شکل ۲ نمایش داده شده است.

جدول ۱- مشخصات هندسی کندانسور نیروگاه شهید سلیمی

طول لوله	۱۰ متر
تعداد لوله های کندانسور	15600
حجم کندانسور	۳۱۰ متر مکعب
قطر لوله آب دریا	۲۴ میلیمتر
حجم هاتول	9.61 متر مکعب

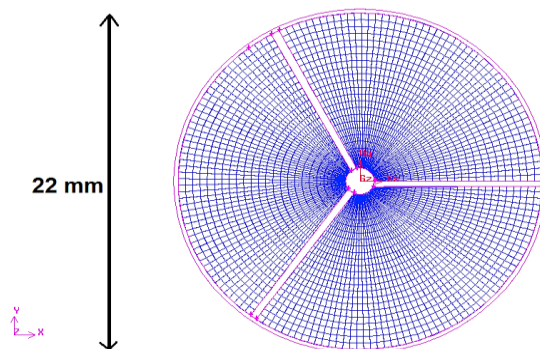
جدول ۲- مشخصات حرارتی کندانسور نیروگاه شهید سلیمی

بار(شرایط واقعی) مطابق با لاگشیت	۲۳۰ مگاوات	۳۳۰ مگاوات	۴۳۰ مگاوات
دمای ورودی آب دریا	۲۵		
دمای خروجی آب دریا	۳۵	۳۸	۴۰
فلوی آب دریا(با دو پمپ)	56000 T/H		
فشار کندانسور	۰.۰۴۳	۰.۰۵۴	۰.۰۶۷
دمای آب کندانس شده (هاتول)	۴۶	۵۰	۵۶



شکل ۲- سه نوع آشفته ساز مورد بررسی در مطالعه حاضر

هندس هر یک از حالات در نرم افزار گمبیت تولید شد و شبکه محاسباتی از نوع ساختار یافته بر روی هندسه ایجاد شد. شکل ۳ یک نمونه از شبکه محاسباتی را نمایش می‌دهد. با توجه به این نکته که در شبیه سازی عددی استقلال از شبکه باید بررسی شود. چند شبکه با تراکم سلول مختلف ایجاد شد.



شکل ۳- یک نمونه از شبکه محاسباتی در مطالعه حاضر

ضرایب انتقال حرارت لازم با دانستن مشخصات هندسی، شرایط جریان و درجه حرارت سیال ورودی قابل محاسبه می‌باشند. کندانسور پوسته لوله شامل تعدادی لوله است که به صورت موازی به هم متصل شده و در یک پوسته استوانه‌ای محصور شده اند. حرارت بین سیالی که از طریق لوله‌ها جریان دارد و سیال دیگری که در پوسته استوانه‌ای در فضای اطراف لوله‌ها جریان دارد، منتقل می‌شود. سیال داغ، بخار آب است که از توربین به داخل پوسته کندانسور جریان می‌یابد. خنک کننده، آب دریا است که در داخل لوله، در درجه حرارت پایین تر از دمای چگالش مبرد، جریان می‌یابد. آب، دردمای پایینتر، گرما از دست می‌دهد و در نتیجه بخار در سطح خارجی لوله‌ها را میعان می‌کند. میعان‌ات در پایین پوسته جمع آوری می‌شود.

فرض شده است که تمام سطح خارجی لوله‌ها کندانسور در ناحیه دوفازی است. این موضوع با توجه به دمای یکسان بخار ورودی و مایع خروجی قابل توجیه است. علاوه بر این جریان پایا و یکنواخت در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه جریان داخل لوله آشفته است باید مدل آشفته‌گی مناسب انتخاب شود. تولید شبکه محاسباتی در شبیه سازی جریان آشفته نیازمند توجه زیادی است. از آنجا که آشفته‌گی نقش مهمی در انتقال پارامترهای جریان مانند اندازه حرکت دارد، در نتیجه باید شبکه محاسباتی دقت مورد نیاز را دارا باشد. به علت اثر متقابل جریان و آشفته‌گی، نتایج در جریان آشفته نسبت به جریان لایه‌ای تاثیر بیشتری از شبکه می‌پذیرد.

در نتیجه در نقاطی که جریان دچار تغییرات سریع و نرخ کرنش بالا است باید از شبکه به اندازه کافی ریز استفاده نمود. بررسی این امر به کمک پارامتر $y+$ انجام می‌پذیرد. پارامتر $y+$ وابسته به جواب است و در نتیجه مقدار ثابتی نیست. به همین علت با ریز کردن شبکه به اندازه یک مرتبه مقدار $y+$ لزوماً به همان اندازه کاهش نمی‌یابد. معادله پیوستگی یا بقای جرم با رابطه بیان می‌شود:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

که در آن p فشار، ρ چگالی و v بردار سرعت است. در غیاب نیروهای حجمی به غیر از جاذبه بقای اندازه حرکت در یک چهارچوب اینرسی به شکل رابطه بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

که در آن p فشار استاتیکی، $(\vec{\tau})$ تانسور تنش و g شتاب جاذبه است. رابطه بقای انرژی به کمک روابط اضافی برای ایجاد ارتباط بین نرخ کرنش و تنش کامل می‌شود. بقای انرژی در صورتی که واکنش شیمیایی رخ ندهد و منبع تولید گرمای حجمی وجود نداشته باشد، توسط رابطه بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(K_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v}) \right) \quad (3)$$

که در آن E انرژی مخصوص، K ضریب هدایت حرارتی موثر، \bar{T}_{eff} تنش برشی موثر و که اثرات آشفتگی را نیز لحاظ می کند و وابسته به مدل آشفتگی است. j شار پخش جزء j است. جملات سمت راست به ترتیب عبارت از انتقال انرژی توسط هدایت، پخش و تلفات لزج می باشند. E شامل انتالپی، فشار و جنبشی است که در رابطه بیان شده است.

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4)$$

در نهایت برای شبیه سازی آشفتگی روش های متعددی پیشنهاد شده است، در مطالعه حاضر از مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ استفاده شده است. در این مدل از تعریف انرژی جنبشی اغتشاشی و انرژی استهلاک استفاده می شود، به علت اضافه شدن این دو متغیر جدید به دو معادله جدید نیاز است که توسط روابط زیر بیان شده اند.

$$\text{div}(\rho k U) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \text{grad } k\right) + G - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \text{grad } \varepsilon\right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

G نمایانگر تولید انرژی جنبشی آشفتگی در اثر گردآیان سرعت و شناوری است. نرخ اتلاف آشفتگی با ε نمایش داده می شود. μ_t لزجت ادی است و k انرژی جنبشی آشفتگی می باشد. سایر پارامترها مقادیر ثابت هستند که بر اساس مشخصات جریان و سیال قابل تنظیم هستند. مقادیر ثابت به کمک تجربه برای مواد و شرایط مختلف تعیین می شوند. مقادیر پیش فرض در نرم افزار فلونت برای سیالات آب و هوا در محدوده وسیعی مناسب هستند [۲۰].

معادلات حاکم بر انتقال حرارت و جریان سیال شامل معادلات بقای جرم، بقای اندازه حرکت و معادله انرژی هستند. از معادله بقای جرم نتیجه می شود که سرعت سیال باید پیوسته باشد، به همین علت به آن معادله پیوستگی نیز گفته می شود. معادله بقای جرم در این رابطه ارائه شده است.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot v = 0 \quad (7)$$

که ρ چگالی و v بردار سرعت است. تنش در سیالات تابعی از نرخ کرنش است. برخلاف جامدات که تنش با خود کرنش متناسب است. با استفاده از روابط تجربی، تنش بر حسب تابعی از نرخ کرنش معین می گردد. با استفاده از قانون دوم نیوتن در حجم کنترل، معادلات بقای اندازه حرکت حاصل خواهند شد. اگر نرخ کرنش و تنش رابطه خطی داشته باشند، سیال را نیوتنی می گویند. آب و هوا نمونه سیالاتی هستند که رفتار بسیار نزدیک به سیال نیوتنی دارند. معادله بقای اندازه حرکت در سیال نیوتنی تراکم ناپذیر در رابطه زیر ارائه شده است. این معادلات به همراه معادله پیوستگی معادلات ناویر استوکس نامیده می شوند.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 v + F \quad (8)$$

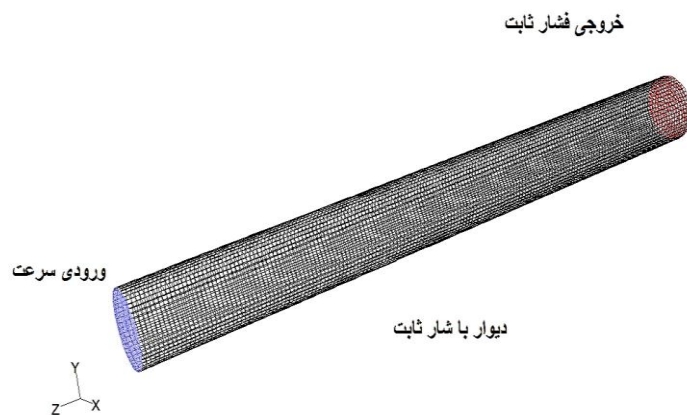
که در آن P فشار، μ ضریب لزجت و F نیروهای حجمی وارده هستند. با اعمال قانون اول ترمودینامیک به حجم کنترل، معادله بقای انرژی به شکل رابطه زیر به دست می آید. معادله انرژی در مسائلی که شناوری مطرح نیست، در جریان سیال بی تاثیر است.

$$\rho \frac{De}{Dt} + e \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot v \right) = -\nabla q'' + q''' - P \nabla \cdot v + \mu \Phi \quad (9)$$

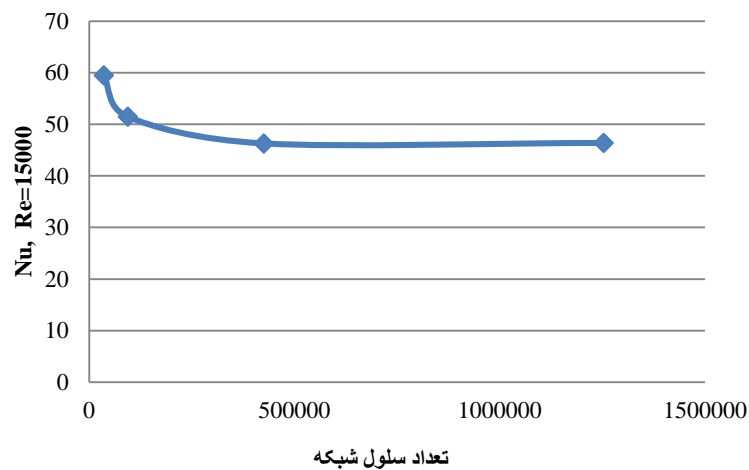
که e انرژی داخلی ماده، q'' شار حرارتی، q''' تولید گرمای داخلی و Φ اتلاف انرژی در اثر لزجت می باشند. علاوه بر شبیه سازی جریان سیال و انتقال حرارت، در مطالعه حاضر یک مدل ساده از چرخه رانکین در نظر گرفته شد و نتایج حاصل از شبیه سازی به صورت تغییرات دمای کندانس چرخه در آن اعمال شد و در بخش نتایج ارائه گردید.

۳- نتایج

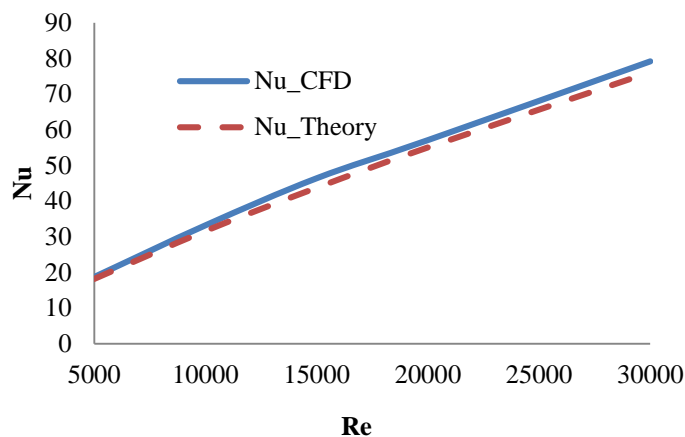
محاسبه مقدار ضریب انتقال حرارت به روش شبیه سازی عددی پرداخته می شود. طول لوله بیش از ۲۰ برابر قطر انتخاب شد تا اثر توسعه یافتگی از بین برود. چون شرایط یکسان بود لازم نبود تا طول ۱۰ متر مدلسازی شود. چند شبکه محاسباتی مختلف تولید شد و مقدا ضریب انتقال حرارت به عنوان معیار استقلال از شبکه انتخاب و بررسی شد. مشخص است که از شبکه با بیش از ۵۰۰۰۰۰ سلول به بعد تغییرات بسیار اندک است. شکل ۴ شرایط مرزی لوله را نمای می دهد و همینطور شکل ۵ روند استقلال از شبکه را برای جریان در رینولدز ۱۵۰۰۰ به عنوان نمونه نمایش می دهد.



شکل ۴- شرایط مرزی اعمال شده در مساله

شکل ۵- بررسی استقلال از شبکه در $Re=15000$

اعتبار سنجی بر اساس لوله بدون آشفته ساز و مقایسه با رابطه دیتوس-بولتر [۱۸] انجام گرفت که نتایج در شکل ۶ نمایش داده شده است. نتایج شبیه سازی مطابقت خوبی را نشان می دهند. مشخص است که بین مقادیر بر اساس روابط و مقادیر حاصل از شبیه سازی مشابهت بسیار خوبی وجود دارد.

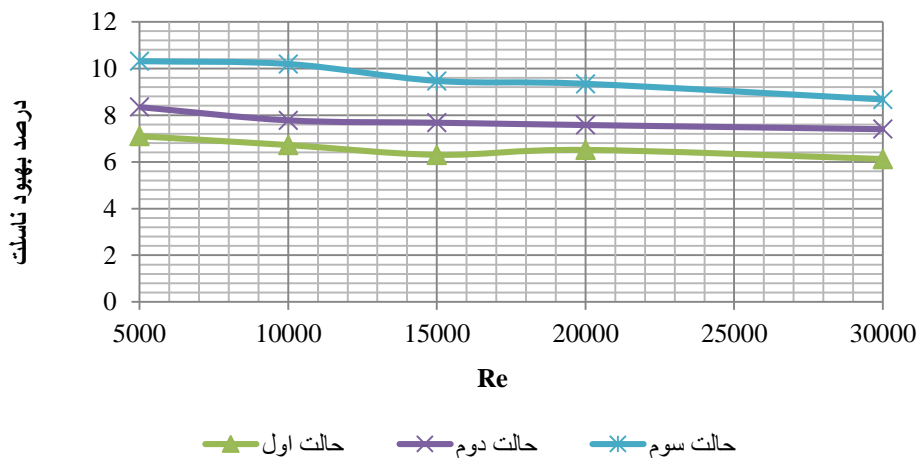


شکل ۶- روند اعتبار سنجی برای لوله بدون آشفته ساز

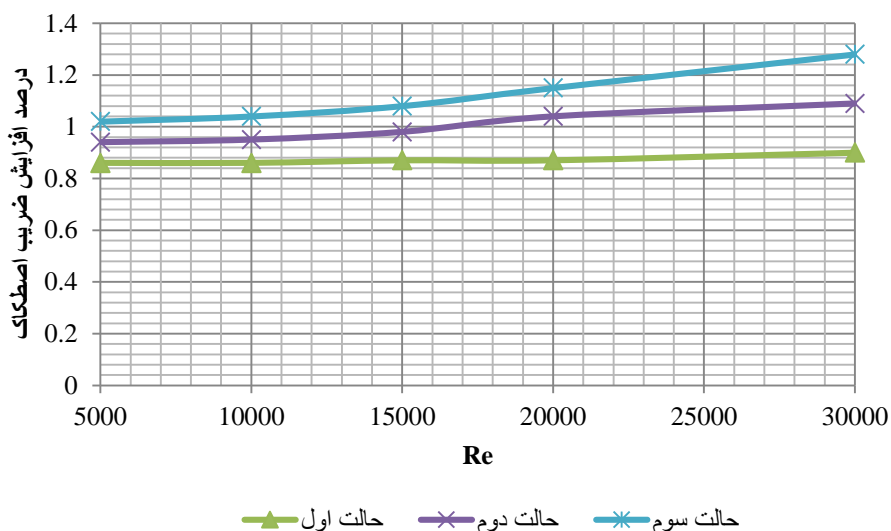
چند شبکه مختلف تولید و انتخاب بر اساس استقلال از شبکه انجام شد. از آنجا که جریان آشفته است باید از یک مدل برای مدلسازی آشفته‌گی استفاده نمود. با سعی و خطا مدل مناسب جهت شبیه‌سازی آشفته‌گی استفاده شد. اگرچه تمام مدل‌ها جواب‌های تقریباً یسان داشتند، اما بهترین عملکرد را مدل کی-اِپسیلون به دست می‌داد. بر اساس مقادیر مربوط به ضریب انتقال حرارت در داخل و خارج لوله‌ها و با تخمین مناسب در رابطه با رسوبات در داخل لوله می‌توان ضریب انتقال حرارت کلی را محاسبه نمود. ضریب رسوب بر اساس استاندارد تما محاسبه شد [19]. به این ترتیب میزان کلی انتقال حرارت از لحاظ تئوری محاسبه می‌شود و می‌توان آن را با میزان واقعی انتقال حرارت مقایسه نمود.

۴- بحث و نتیجه‌گیری

افزایش سرعت در سه حالت مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۷ و شکل ۸ به ترتیب تاثیر هر یک از حالات آشفته‌ساز را بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک نمایش می‌دهند. همانطور که مشخص است میزان بهبود انتقال حرارت بین ۷ تا ۱۲٪ مشاهده شد به طور همزمان ضریب اصطکاک بین ۰.۹ تا ۱.۳٪ افزایش پیدا کرد. مشابه آنچه در مطالعات پیشین مشاهده شده بود با افزایش عدد رینولدز افزایش در ضریب اصطکاک بیشتر می‌شود.



شکل ۷- درصد بهبود ضریب انتقال حرارت در هر کدام از حالات‌ها



شکل ۸- درصد افزایش ضریب اصطکاک در هر کدام از حالت‌ها

در هر یک از حالات ضریب انتقال حرارت کلی مبدل محاسبه و اختلاف دما معین شد. در نتیجه در هر حالت دمای اشباع کندانسور مشخص شد. بر اساس ضریب انتقال حرارت می‌توان اختلاف دمای لازم را تخمین زد و در نتیجه دما و فشار اشباع کندانسور را در هر حالت محاسبه نمود. در نهایت با دانستن دمای اشباع در هر یک از موارد فوق می‌توان بازده چرخه ایده‌ال رنکین را محاسبه نمود. اکنون به بررسی میزان بهبود بازده در اثر هر یک از حالات پرداخته می‌شود. در جدول ۳ فشار اشباع معادل کندانسور در هر حالت ارائه شده است. تاثیر ایجاد آشفتگی در جریان داخل لوله‌ها بررسی شده است. آشفتگی ساز در سه حالت مختلف بررسی شد. جدول ۳ میزان افزایش انتقال حرارت و هم‌بند تغییرات بازده حرارتی نیروگاه را نمایش می‌دهد. مشخص است که به دلیل وجود آشفتگی ساز، میزان ضریب انتقال حرارت و ضریب افت فشار به طور همزمان افزایش پیدا می‌کنند. بازده بر اساس چرخه ایده‌ال رنکین محاسبه شد. مقادیر جدول بر حسب فشار ورودی به توربین برابر ۳ بار و دمای بخار ورودی برابر ۲۷۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. با توجه به نتایج ارائه شده بازده حرارتی نیروگاه می‌تواند تا ۰.۹٪ افزایش پیدا کند، اگرچه در نگاه اول این مقدار چندان زیاد نیست، اما با توجه به تولید قابل توجه انرژی الکتریکی می‌تواند صرفه‌جویی زیادی در هزینه‌ها به همراه داشته باشد. در محاسبات از تاثیر افزایش افت فشار صرف نظر شد. علت این امر سهم در حدود ۱٪ کل مصرف پمپ نسبت به انرژی نیروگاه است. با توجه به افزایش حداکثر ۱.۴٪ ضریب اصطکاک، می‌توان از افزایش افت فشار به این علت صرف نظر نمود.

جدول ۳- تاثیر آشفتگی ساز بر ضریب انتقال حرارت کلی و بازده نیروگاه

حالت ۳	حالت ۲	حالت ۱	حالت هموار	
۴۹۵۰	۴۸۰۰	۴۶۱۲	۳۶۰۰	ضریب انتقال حرارت کلی w/m^2k
۱۱/۲	۱۱/۵	۱۲	۱۵/۴	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی K
۴۱/۹	۴۲/۵	۴۲/۷	۴۶	دمای اشباع C
۸.۱	۸.۳	۸.۴	۱۰	فشار اشباع
۲۲.۲	۲۲.۱	۲۲	۲۱.۳	بازده حرارتی نیروگاه

۵- مراجع

1. Cengel, Y., Boles, M., Thermodynamics an engineering approach, 9th edition, Mc-Graw Hill, 2018.
2. K. Sidhappa, "Heat Transfer Enhancement by Using Twisted Tape Inserts With Circular Holes in Forced Convection" IJIERT Vol. 3, ISSUE 3, 2016.
3. A. Savekar, D. Jangid, M. Gurjar, V. Patil, C. M. Sewatkar "Analysis of Heat Transfer in Pipe with Twisted Tape Inserts" Proceedings of the 2nd International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer Ottawa, Ontario, Canada, 2015.
4. G. Nagarajan and S. Ranganatan" Heat transfer enhancement in double pipe heat Exchanger with twisted type insert in ANSYS fluent" IJEDR, Vol. 3, Issue 2, 2015.
5. N. A. Uzagare, P. J. Bansod "Analysing Heat transfer Augmentation using V-Jagged twisted tape" IERJ Special Issue 2 Page 1485-1488, 2015.
6. D. S. Nakate, S.V. Channapattana, Ravi.H.C "Enhancement in the Performance of Heat Exchanger by Inserting Twisted Tape Turbulators", IERJ, Special Issue 2, pp. 1563-1570, 2015.
7. Snehal S. Pachegaonkar, Santosh G. Taji, Narayan Sane, "Performance Analysis of Double Pipe Heat Exchanger with Annular Twisted Tape Insert", IJEAT , Volume-3, Issue-3, 2014.
8. H. Maddah, R. Aghayari, M. Farokh, S. Jahanizadeh, and K. Ashtary " out Effect of Twisted-Tape Turbulators and Nanofluid on Heat Transfer in a Double Pipe Heat Exchanger" Hindawi Publishing Corporation Journal of Engineering Volume 2014.
9. K. Hata "Computational study of twisted-tape-induced swirl flow heat transfer and pressure drop in a vertical circular tube under velocities controlled." Nuclear Engineering and Design 263, pp. 443– 455, 2013.
10. A. G. Matani, Swapnil A. Dahake", Experimental Study On Heat Transfer Enhancement In A Tube using Counter/Co-Swirl generation", IJAIEM, Volume 2, Issue 3, 2013.
11. Pawan A. Sawarkar, Pramod R. Pachghare "Experimental Analysis of Augmentation in Heat Transfer Coefficient Using Twisted Tape with Semi-Circular Cut Insert" IJSR, Volume 4 Issue 4, 2013.
12. S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Thermal characterization o f turbulent tube flows over diamond shaped elements in tandem," International Journal of Thermal Sciences, vol. 49, pp. 1051-1062, 2010.
13. S. Eiamsa-ard, K. Wo ngcharee, P. Eiamsa-ard, and C. Thianpong, "Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts" Applied Thermal Engineering, vol. 30, pp. 310– 318, 2010.
۱۴. سعیدی، م، بررسی اثرات زیست محیطی و ارایه طرق مناسب جهت بهینه‌سازی سیستم خنک کننده در نیروگاه شهید سلیمی نکا"، نشریه انرژی ایران، سال دوم، شماره ۴، مرداد ۱۳۷۷.
۱۵. عنایتی، س، بررسی علل تخریب لوله‌های کندانسور نیروگاه نکا و ارائه روشهای کنترل آن، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۷۸
۱۶. نعیمی، ج، مدیریت مصرف انرژی در کندانسور واحدهای بخاری نیروگاه نکا، نخستین همایش ملی مدیریت انرژی در صنایع نفت و گاز، ۱۳۹۰
۱۷. حسین وفایی نژاد، محمد طالبیان، سید مجتبی مصطفوی، راهکارهای اجرایی بهره برداری و نگهداری نیروگاه توربین انبساطی، بیست و ششمین کنفرانس مهندسی برق، ۱۳۹۳.
18. F. Incropera and D. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition, Wily, 2011.
19. Kakac, S. heat exchanger design handbook, CRC, 2007.
20. ANSYS-FLUENT, online manual, 2018.