



## شبیه‌سازی عددی پیش گرمکن بازیاب دوار هوا (ژانگستروم) در نیروگاه بخار با هدف بهینه سازی عملکرد حرارتی

ایرج فرهادی<sup>1</sup>، فرزاد ویسی<sup>2\*</sup>، مسعود میرزاعسگری<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

3- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت مدیریت تولید برق بیستون، کرمانشاه

\* کرمانشاه، صندوق پستی 6714967346، veysi@razi.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 09 آبان 1396

پذیرش: 13 بهمن 1396

ارائه در سایت: 11 اسفند 1396

کلید واژگان:

پیش گرمکن بازیاب دوار هوا

ژانگستروم

شبیه‌سازی عددی

عملکرد حرارتی

سرعت چرخشی بهینه

### چکیده

پیش گرمکن بازیاب دوار هوا یکی از تجهیزات اصلی جهت بازیابی انرژی در نیروگاه های بخار می باشد. در تحقیق حاضر به مطالعه پیش گرمکن هوا (ژانگستروم) در نیروگاه بیستون کرمانشاه با هدف بهینه سازی عملکرد حرارتی آن پرداخته شده است. بدین منظور به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، شبیه سازی سه بعدی پیش گرمکن دوار هوا برای حل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی در محیط متخلخل و در مختصات مرجع متحرک انجام شده است. نتایج به دست آمده در تحقیق حاضر با داده های واقعی نیروگاه تطابق قابل قبولی دارد. در این تحقیق تأثیر سرعت چرخشی بر کارایی پیش گرمکن هوا در بارها و دبی های جرمی مختلف برای حالت های بدون نشتی و با نشتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج، حاکی از آن است که تغییر سرعت چرخشی بر کارایی ژانگستروم، در محدوده 0.5 تا 4 دور بر دقیقه مؤثر بوده و افزایش بیشتر سرعت، تأثیر محسوس بر کارایی نخواهد داشت. همچنین مطالعه حاضر نشان داد مقدار نشتی تأثیر قابل ملاحظه ای در کاهش کارایی مبدل در تمام بارها و سرعت های چرخشی دارد. در ادامه به بررسی اثر جنس صفحات ماتریس بر انتقال حرارت در ژانگستروم پرداخته شده است. نتایج نشان داد بهترین عملکرد حرارتی در هر دو حالت بدون نشتی و با نشتی را فولاد ضد زنگ با کمترین نفوذ حرارتی و پائین ترین بازده حرارتی را مس با بیشترین نفوذ حرارتی به خود اختصاص داده است.

## Numerical simulation of rotary regenerative air preheater (Ljungstrom) in steam power plant with the aim of optimizing of thermal performance

Iraj Farhadi<sup>1</sup>, Farzad Veysi<sup>1\*</sup>, Masoud Mirzaasgari<sup>2</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Razi University, Kermanshah, Iran.

2- Bisotoun Power Generation Management Company, Kermanshah, Iran.

\* P.O.B. 6714967346, Kermanshah, Iran, veysi@razi.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 30 November 2017  
Accepted 02 February 2018  
Available Online 02 March 2018

#### Keywords:

Rotary Regenerative Air Preheater  
Ljungstrom  
Numerical simulation  
Thermal Performance  
Optimum Rotational Speed

### ABSTRACT

Rotary Regenerative Air Preheater (RRAPH) is one of the main equipments for energy recovery in the steam power plants. In this study, air preheater of the Bisotoun Power Plant of Kermanshah has been investigated with the aim of optimizing its thermal performance. So, with Computational Fluid Dynamics (CFD), three-dimensional simulation of the rotary air preheater has performed to solve the continuity, momentum and energy equations in porous medium by using moving reference frame (MRF) method. The results showed acceptable accuracy in comparison with the experimental results which is achieved from the power plant data. In this research, the effect of rotational speed on the efficiency of air preheater in different loads and mass flow rates for both without and with leakage conditions has investigated. The results showed that the impact of the rotational speed on the performance of RRAPH is noticeable in the range of 0.5 to 4 rpm, and after this increase in speed does not have a significant effect on efficiency. The present study also showed that leakage has a significant effect on reduction of the efficiency of the RRAPH in all loads and rotational speeds. In the following, the effect of matrix material change on the efficiency of RRAPH has investigated. According to the results, for both without and with leakage, the best thermal performance is related to the stainless steel, which has the least thermal diffusivity, also the least thermal performance is related to the copper, which has the highest thermal diffusivity.

### 1- مقدمه

سوخت می باشد. مبدل های حرارتی تجهیزاتی هستند که سبب انتقال حرارت بین دو سیال در دماهای مختلف می شوند. کاربرد مبدل های حرارتی در بخش عظیمی از صنعت محسوس بوده و در نیروگاه ها عمدتاً به عنوان وسیله بازیافت انرژی و در نتیجه افزایش راندمان مورد استفاده قرار می گیرند. در

با افزایش روزافزون ارزش سوخت های فسیلی، بهینه سازی مصرف سوخت مورد توجه جدی قرار گرفته است. یکی از موارد مهم و تاثیرگذار در بهینه سازی مصرف سوخت در صنعت، نقش مبدل های حرارتی در کاهش مصرف

### Please cite this article using:

I. Farhadi, F. Veysi, M. Mirzaasgari, Numerical simulation of rotary regenerative air preheater (Ljungstrom) in steam power plant with the aim of optimizing of thermal performance, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 03, pp. 291-301, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

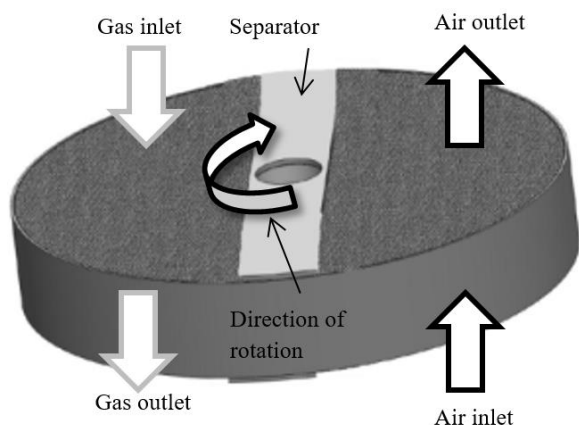


Fig. 1 Rotary air preheater view

شکل 1 نمای پیش‌گرمکن دوار هوا

تأثیر منفی دارد.

در ضمن نشستی هوا به بخش دود، روی خوردگی صفحات انتقال حرارت می‌تواند تأثیر نامطلوب داشته باشد.

کاهش نشستی های داخل ژانگستروم، به کمک سیستم های نشت بندی<sup>3</sup> مدرن می‌تواند در کیفیت هوای احتراق، راندمان احتراق و عملکرد مناسب فن های هوا موثر باشد. نشستی‌های داخل ژانگستروم بیشترین تأثیر را در عملکرد آن دارد. در صورت بروز خوردگی و رسوب گرفتگی در ژانگستروم، تشکیل ترکیبات شیمیایی علاوه بر اینکه موجب افزایش مصرف سوخت و افت راندمان بویلر می‌شود، در افزایش اختلاف فشار دو طرف پیش‌گرمکن موثر بوده و هوای مورد نیاز بویلر را محدود می‌کند که این خود بر عملکرد فن های هوا تأثیر منفی گذاشته و موجب افزایش جریان و توان مصرفی موتور فن‌ها و حتی محدودیت تولید می‌گردد.

استفاده از ماده ای با ظرفیت حرارتی حجمی بالا باعث بهبود عملکرد بازیاب خواهد شد؛ از طرفی با توجه به اینکه استفاده از موادی با این شرایط مستلزم صرف هزینه های بالا می‌باشد، لذا به منظور بهینه سازی، شکل صفحات مشبک بسکت‌ها در نواحی داغ و میانی با ناحیه سرد متفاوت می‌باشد. استفاده از دو ناحیه با آرایش غیرمشابه برای صفحات در بازیاب های دوار بنا به دلایل زیر متداول شده است:

1- جهت بهبود انتقال حرارت، صفحات ناحیه گرم دارای فشردگی بیشتر، هندسه پیچیده‌تر و عملکرد حرارتی بالاتری است که برای ناحیه سرد مناسب نمی‌باشد؛ زیرا در ناحیه سرد امکان گرفتگی مسیر جریان سیال با ذرات و یا رسوبات احتمالی وجود دارد. (در ناحیه سرد معمولاً از سطوح صاف تر و با فشردگی کمتری استفاده می‌شود تا ذرات در مسیر جریان، گرفتگی ایجاد نکنند.)

2- به دلیل تقطیر بخار آب در نواحی نزدیک به انتهای سرد، احتمال زنگ زدگی و ایجاد رسوب بیشتر است، بنابراین جهت استفاده از خاصیت خودتمیز کنندگی بازیاب، مسیر صاف و مستقیم موثرتر است.

3- با توجه به اینکه در انتهای سرد، دود گرم به اندازه کافی سرد شده است، امکان خوردگی توسط اسید سولفوریک وجود دارد، بنابراین ضخامت صفحات فلزی در انتهای سرد نسبت به انتهای گرم بیشتر است.

بررسی هایی که در زمینه مبدل بازیاب چرخان انجام شده است تأثیر میزان کارایی در این مبدل با در نظر گرفتن موارد زیر را بررسی کرده اند:

بویلرهای نیروگاهی جهت بهبود در راندمان کوره، مبدل حرارتی به نام پیش‌گرمکن دوار هوا<sup>1</sup> تعبیه شده است تا بتواند از انرژی حرارتی گازهای خروجی جهت افزایش دمای هوای احتراق ورودی به کوره استفاده کند. به طور کلی مزایای استفاده از پیش‌گرمکن هوا عبارت است از:

- صرفه جویی در مصرف سوخت
- افزایش ظرفیت بویلر
- بهبود احتراق و کنترل کوره
- کاهش آلاینده های زیست محیطی

در دیگ‌های بخار، هوای مورد نیاز احتراق، جهت افزایش بازدهی نیروگاه باید پیش‌گرم شود. افزایش 35 تا 40 درجه سلسیوس در دمای هوای ورودی به کوره می‌تواند تا 2% افزایش راندمان بویلر را در پی داشته باشد. همچنین بر اثر احتراق بهتر، دود، دوده و خاکستر کمتری تولید خواهد شد که تأثیر بسزایی در حفظ محیط زیست خواهد داشت [1].

عملکرد ژانگستروم به قدری حیاتی است که اگر دمای گاز خروجی تا 6 درجه سلسیوس تغییر کند می‌تواند صدها تا هزاران دلار در سال در قیمت سوخت مصرفی بویلر تأثیر گذار باشد. وجود ژانگستروم با کارکرد مناسب در یک بویلر بزرگ تا 10% در بالا رفتن راندمان آن تأثیر دارد [1].

به دلیل حجم بسیار بالای هوا و گازهای بویلرهای نیروگاهی، عدم عملکرد صحیح و افت کارایی پیش‌گرمکن موجب هدر رفتن مقادیر بسیار قابل توجه انرژی می‌گردد. پیش‌گرمکن هوای ژانگستروم، نوعی مبدل حرارتی متشکل از استوانه‌ی دواری به نام روتور بوده که توسط تعداد زیادی صفحات موج دار یا همان سطوح انتقال حرارت پر شده است. وجود موج در صفحات باعث آشفتنگی بیشتر جریان و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌گردد. سطوح انتقال حرارت (که به عنوان ماتریس شناخته می‌شوند) به عناصر انتقال حرارت معروف بوده و درون محفظه یا سیدهایی به نام بسکت<sup>2</sup> قرار گرفته و محفظه‌ها نیز درون روتور جای می‌گیرند. بسکت‌ها با توجه به شرایط دمایی به صورت سه لایه سرد، میانی و داغ روی هم قرار می‌گیرند؛ دو لایه بالایی بسکت‌ها را ناحیه گرم و لایه پائینی را ناحیه سرد می‌نامند.

این استوانه دوار توسط دو صفحه جداکننده که در بالا و پائین ماتریس انتقال حرارت قرار گرفته به دو قسمت تقسیم شده به نحوی که در یک سمت محصولات احتراق از بالا به پائین و در سمت دیگر هوا از پائین به بالا جریان می‌یابد. بنابراین هوا و دود الزاماً از صفحات موج دار و در خلاف جهت یکدیگر می‌گذرند. برای عملکرد پایدار، ماتریس‌ها باید به طور متناوب در مسیر جریان گرم و سرد قرار گیرند.

استوانه دوار با سرعت پائین حدود 1 تا 3 دور در دقیقه می‌چرخد، بدین ترتیب صفحات موج دار حرارت دود را جذب نموده و سپس در مسیر هوا، حرارت خود را به هوا داده و به این طریق هوای ورودی به بویلر را پیش‌گرم می‌نماید. نمایی از پیش‌گرمکن دوار هوا در شکل 1 ملاحظه می‌شود.

پیش‌گرمکن هوای ژانگستروم، نسبت به خوردگی حساس می‌باشد. هر قسمتی که در اثر خوردگی از بین رفته باشد، با صرف هزینه می‌تواند جایگزین شود. در مبدل حرارتی ژانگستروم، اگر دمای دود به زیر نقطه شبنم برسد، بازدهی به سرعت کم می‌شود، در این حالت در نتیجه‌ی تشکیل اسید و ترکیب آن با محصولات احتراق، خوردگی و زنگ زدگی حاصل شده و روی صفحات انتقال حرارت رسوب تشکیل می‌شود که به عنوان سپر حرارتی عمل نموده و تجمع آن روی بسکت های ژانگستروم، بر عملکرد حرارتی مبدل

<sup>1</sup> Rotary air Preheater

<sup>2</sup> Basket

<sup>3</sup> Seal

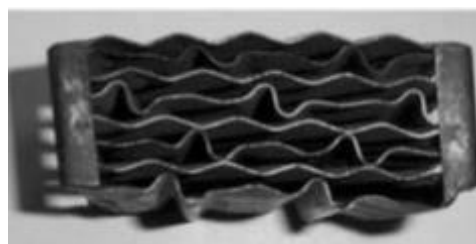
- انتقال حرارت هدایت طولی در صفحات
- انتقال نشتی در پیش‌گرمکن

در بسیاری از موارد، حل عددی معادلات حاکم با در نظر گرفتن موارد فوق انجام شده است و در سایر موارد راه حل‌های تجربی با نتایج واقعی مقایسه شده‌اند.

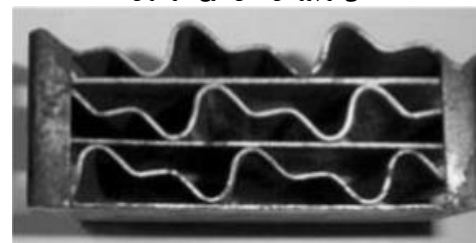
ترکیبات موجود در دود خروجی نظیر اکسیدهای گوگرد و اکسیدهای نیتروژن با بخار آب موجود در محصولات احتراق، تشکیل اسیدهای خورنده‌ای از جمله اسید سولفوریک، اسید سولفورس و اسید نیتریک داده و در ناحیه سرد که دمای دود تا حد دمای نقطه شبنم اسید کاهش می‌یابد اسیدهای مذکور در اثر چگالش بر روی سطوح سرد نفوذ کرده و موجب خوردگی و ایجاد رسوب می‌گردند. لذا به منظور جلوگیری از این پدیده صفحات ناحیه سرد به صورت دندانه دار و تخت می‌باشد که گرفتگی در مسیر جریان سیال ایجاد نشود.

با توجه به رابطه 3 ضریب تخلخل<sup>1</sup> به عنوان نسبت حجم سیال به حجم کل محیط تعریف شده است. از طرفی ناحیه گرم از صفحات مشبک و موج دار دوپل<sup>2</sup> استفاده شده است که از نوع مسیر جریان، باز می‌باشند. در حالی که در ناحیه سرد، صفحات به صورت دندانه دار و تخت<sup>3</sup> به کار رفته است که از نوع مسیر جریان بسته می‌باشد. در شکل 2 نمایی از این پروفیل‌ها نشان داده شده است. لذا با توجه به نوع مسیر جریان (از لحاظ باز و بسته بودن) و تعریف ضریب تخلخل می‌توان گفت میزان تخلخل در صفحات ناحیه گرم بیشتر از ناحیه سرد می‌باشد. ضمن اینکه منظور از فشردگی همان موج دار بودن صفحات ناحیه گرم می‌باشد که به منظور بهبود انتقال حرارت در ناحیه گرم (با توجه به بالا بودن دما در این ناحیه) از این صفحات موج دار استفاده می‌شود.

اشمیت [2] به بررسی اثر صفحه جداکننده میانی بر عملکرد مبدل حرارتی پرداختند. براساس نتایج این تحقیق اگرچه وجود صفحه جداکننده میانی سبب کاهش راندمان مبدل می‌شود، اما وجود آن به دلیل کاهش نشتی هوا به سمت دود ضروری است.



الف: نمایی از پروفیل مدل موج دار دوپل (DU)



ب: نمایی از پروفیل مدل دندانه دار و تخت (NF)

Fig. 2 Hot and cold profiles view [3]

شکل 2: نمای پروفیل‌های ناحیه گرم و سرد [3]

در سال 2002 بازدهی بازیاب با تغییر سرعت چرخشی توسط ییلماز و بیوکالاسا [4] بررسی شد. آنها معادلات حاکم را به روش عددی محاسبه کرده و با نتایج تجربی مقایسه کرده‌اند. نتایج این مقایسه نشان می‌دهد که کارایی در روش عددی کمی بهتر از حالت تجربی گزارش شده، دلیل این صرفنظر نمودن از امر میزان نشتی در مدل عددی می‌باشد.

شاه و اسکپکو [5] برای روش‌های تئوری موجود در ارتباط با پیش‌گرمکن، آزمایش‌هایی انجام داده‌اند و نتایج را با هم مقایسه کردند، به دلیل اینکه هیچ‌گونه تطبیقی در روش‌های تئوری وجود نداشت. نتایج آنها نشان می‌دهد که نتایج تئوری به طور ماکزیمم 7% و به طور میانگین 3% از نتایج آزمایشگاهی اختلاف داشتند و آنها دلیل این اختلاف را بیشتر به دلیل نادیده گرفتن مقدار نشتی و در نظر نگرفتن هدایت محوری می‌دانستند. آنها خطای حاصل از نادیده گرفتن نشتی را بیشتر از نادیده انگاشتن هدایت محوری می‌دانستند. برای تحلیل اثر نشتی، شاه و اسکپکو [6] مدلی ارائه کرده‌اند که این مورد را در نظر می‌گیرد و کاهش عملکرد انتقال حرارت را ارزیابی می‌کند. با توجه به نتایج به دست آمده بدترین حالت با توجه به بازدهی، زمانی است که گاز سرد از ورودی سرد به آب بند محوری جریان می‌یابد که از آنجا به قسمت گرم جریان یافته و با گاز داغ ترکیب می‌شود، بنابراین دود را قبل از جریان در بازیاب سرد می‌کند. به طور متوسط به ازاء 1% نشتی، میزان بازدهی به طور تقریبی حدود 1% کم می‌شود.

اخوان ثالث و همکاران [7] با شبیه‌سازی یک پروفیل از صفحات ماتریس به بررسی توزیع دما در قسمتی از صفحه انتقال حرارت ناحیه هوا و دود نمودند. توماس جی شیر [8] و گروهش مدلی از ژانگستروم ارائه کردند که در آن نشتی، انسداد مسیر جریان و غیریکنواختی جریان ورودی به مبدل در نظر گرفته شده است. با استفاده از روش اختلاف محدود معادلات انرژی را در مدل ارائه شده حل کرده و نتایج را به صورت دمای خروجی و افت فشار، در طول یک ماه به دست آورده و با مقادیر اندازه‌گیری شده از نمونه واقعی مقایسه کرده‌اند، این نتایج در مورد دماهای خروجی برای حل عددی و نمونه واقعی به هم بسیار نزدیک هستند، اما در مورد افت فشار حل عددی و نمونه واقعی اختلاف دارند، علت وجود این اختلاف، نشتی در مبدل می‌باشد.

لوپس پی بندورانت [9] ایجاد رسوب روی صفحات انتقال حرارت با سه جنس مختلف کربن استیل، استیل با آلیاژ کم و استیل با پوشش لعابی در ژانگستروم را بررسی کرده است. نتایج نشان می‌دهد که در جنس استیل با پوششی از لعاب، میزان تشکیل رسوب و به تبع آن میزان خوردگی کمتر می‌باشد.

از سوی دیگر با توجه به اهمیت و نقش پیش‌گرمکن هوا در افزایش راندمان سیکل، مطالعاتی در این زمینه صورت گرفته است.

دروبنیک و همکاران [10] در سال 2006 با استفاده از روش اختلاف محدود و آزمایش‌های تجربی، الگوی توزیع دمای گاز خروجی ژانگستروم را تخمین زدند.

پسندیده و همکاران [10] در سال 2008 با روش حجم محدود به صورت دو بعدی و با به کارگیری شرایط مرزی پرئودیک به مدل‌سازی این مبدل اقدام نمودند که اثر سرعت و جریان سیال مورد مطالعه قرار گرفته شد.

وانگ و همکاران [11] به بررسی توزیع دما در مبدل حرارتی ژانگستروم با استفاده از یک مدل نیمه تحلیلی پرداختند. صنایع و همکاران با کمک روابط تحلیلی و ساخت مدل تجربی، به بیان اهمیت بهینه‌سازی و سرعت چرخش و دبی پرداختند [12]. زینلی و همکاران [13] با ارائه مدل ریاضی و روش المان محدود به صورت یک بعدی به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی

<sup>1</sup> Porosity Coefficient

<sup>2</sup> Double Undulated elements (DU)

<sup>3</sup> Notched elements and Flat elements (NF)

پیش‌گرمکن استفاده نمود [17]. عموماً یک ماتریس با تخلخل بسیار (تخلخل بسیار به معنی دیواره‌های نازک ماتریس و مقاومت حرارتی کم دیواره‌ها) به این دلیل مطلوب است که هدایت حرارتی به و از دیواره‌ها و گازها و همچنین میزان انتقال حرارت بالا می‌باشد. به عبارت دیگر ذخیره گرما در ماتریس جهت گرم کردن یا سرد کردن گازها در دماهای مورد نظر، افزایش می‌یابد [18]. به منظور شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت در پیش‌گرمکن هوا، باید از معادلات ناویر-استوکس در محیط متخلخل استفاده شود. عدد رینولدز، به عنوان معیار آرام یا آشفته بودن جریان، برای جریان عبوری در محیط متخلخل از رابطه 1 بدست می‌آید:

$$Re = \frac{V a^2}{\nu} \quad (1)$$

که در آن  $\alpha$  ضریب تراوایی در محیط متخلخل بوده و از رابطه زیر استخراج می‌شود:

$$\alpha = \frac{D_p^2 \gamma^3}{150(1-\gamma)^2} \quad (2)$$

در پژوهش حاضر، عدد رینولدز 207 بوده که کمتر از عدد رینولدز بحرانی (300) می‌باشد، لذا جریان سیال، آرام محسوب می‌شود [18].

معیار برای سنجش تخلخل، ضریب تخلخل می‌باشد که به عنوان نسبت حجم سیال به حجم کل محیط تعریف می‌گردد. از این رو ضریب تخلخل عبارت است از:

$$\gamma = \frac{v_f}{v_f + v_s} = \frac{v_f}{v_{total}} \quad (3)$$

با توجه به تعریف ضریب تخلخل در رابطه فوق، معادلات پیوستگی و بقای اندازه حرکت خطی در محیط متخلخل از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$\gamma \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla(\rho_f v) = 0 \quad (4)$$

معادله بقای اندازه حرکت خطی:

$$\rho_f \left[ \gamma^{-1} \frac{\partial v}{\partial t} + \gamma^{-2} (v \cdot \nabla) v \right] \rho = -\nabla p - \frac{\mu}{k} v \quad (5)$$

همچنین معادله انرژی فاز جامد و سیال به ترتیب در معادلات 6 و 7 ارائه شده است:

معادله انرژی فاز جامد:

$$(1-\gamma)(\rho C)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\gamma) \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1-\gamma) q_s'' \quad (6)$$

معادله انرژی فاز سیال:

$$\gamma(\rho C)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho C_p)_f v \cdot \nabla T_s = \gamma \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \gamma q_f'' \quad (7)$$

با در نظر گرفتن تعادل حرارتی میان فاز جامد و سیال در محیط متخلخل، رابطه 6 به دست می‌آید [17]:

$$(\rho C)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} + (\rho C_p)_f v \cdot \nabla T = \gamma \nabla \cdot (k_m \nabla T_m) + \gamma q_m'' \quad (8)$$

راندمان پیش‌گرمکن دوار هوا از حاصلضرب راندمان حرارتی و راندمان جرمی به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\eta = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,out} - T_{a,in})}{\dot{m}_g c_{p,g} (T_{g,in} - T_{a,in})} \quad (9)$$

نکته مهم در شبیه‌سازی پیش‌گرمکن دوار ژانگستروم، چرخش ماتریس و ثابت بودن بدنه و جریان‌های ورودی می‌باشد. برای این منظور از روش مختصات مرجع متحرک استفاده شده است که امکان اعمال شرط دوران به ماتریس دوار را می‌دهد، در حالی که بدنه و مجراهای ورودی و خروجی نسبت به ماتریس ثابت می‌باشند. از این رو از معادلات پیوستگی، معادله بقای اندازه حرکت خطی، و معادله انرژی در مختصات مرجع متحرک بر حسب

بر عملکرد بازیاب حرارتی پرداخته اند.

در تحقیق حاضر با رویکرد بهینه‌سازی عملکرد حرارتی ژانگستروم، ضمن ارائه مدلی سه بعدی از پیش‌گرمکن دوار هوا، به بررسی جزئیات هندسه، تأثیر نشتی، سرعت چرخشی و نیز جنس صفحات ماتریس بر کارایی پیش‌گرمکن هوا پرداخته شده است. در این راستا پس از معرفی روابط حاکم و فرضیات مورد استفاده در بازیاب حرارتی دوار (ژانگستروم)، تأثیر سرعت چرخش ماتریس و جنس صفحات ماتریس در دو حالت با نشتی و بدون نشتی بر کارایی مبدل در بارها و دبی‌های جرمی مختلف هوا و دود با انجام مدل‌سازی حرارتی و استفاده از شبیه‌سازی عددی، ارزیابی شده است.

## 2- هندسه مسئله، فضای محاسباتی و معادلات حاکم

در جدول 1 مشخصات فنی پیش‌گرمکن دوار هوای نیروگاه بیستون ارائه شده است. برای شبیه‌سازی محیط داخلی ماتریس از فرض محیط متخلخل<sup>1</sup> استفاده شده است. علت انتخاب این فرض، ابعاد کوچک و فواصل میلیمتری بین صفحات فشرده و ابعاد بزرگ چند متری در نواحی ورودی و خروجی پیش‌گرمکن دوار ژانگستروم می‌باشد (شکل 3)، که باعث ایجاد اختلاف زیاد در مقیاس طول شبکه می‌گردد [14].

اختلاف موجود فواصل در شبیه‌سازی عینی صفحات باعث افزایش بسیار زیاد شبکه بندی و محاسبات می‌گردد، به نحوی که غیرقابل تحلیل می‌شود. در چنین شرایطی می‌توان از فرض محیط متخلخل در شبیه‌سازی ماتریس

جدول 1 مشخصات فنی پیش‌گرمکن دوار هوا در نیروگاه بیستون [15]

Table 1 The rotary air preheater technical characteristics at Biseton power plant [15]

3962	mm	شعاع ماتریس
300	mm	شعاع شفت چرخان
800	mm	ارتفاع لایه گرم
450	mm	ارتفاع لایه میانی
305	mm	ارتفاع لایه سرد
10578.778	m <sup>2</sup>	سطح حرارتی منطقه گرم
2581.2219	m <sup>2</sup>	سطح حرارتی منطقه سرد
0.84	-	تخلخل لایه گرم
0.76	-	تخلخل لایه سرد
1.5	rpm	سرعت چرخش

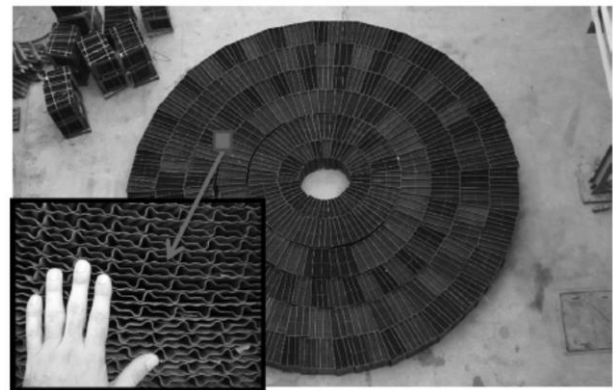


Fig. 3 The actual shape of the plates used in the matrix [16]

شکل 3 نمونه واقعی صفحات در مبدل حرارتی ژانگستروم [16]

<sup>1</sup> Porous Media

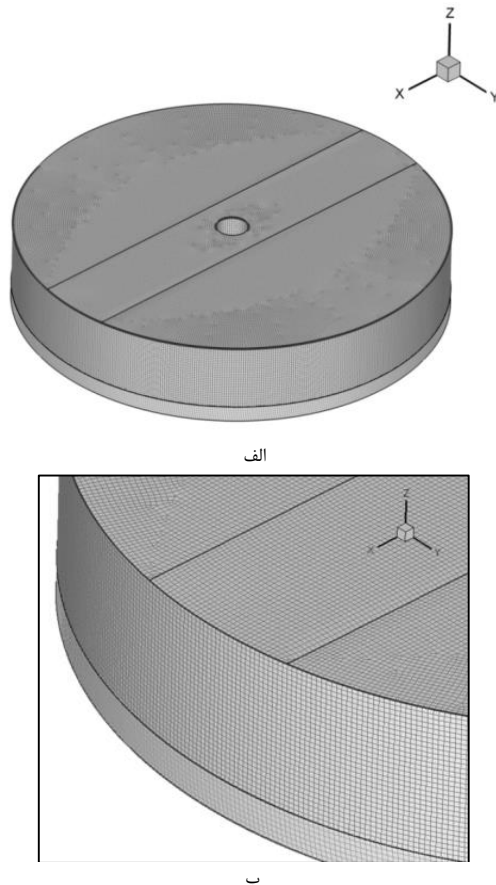


Fig. 4 Computational grids of rotary preheater and matrix

شکل 4 شبکه‌بندی فضای محاسباتی پیش گرمکن و ماتریس

جدول 3 داده‌های عملکردی در پیش گرمکن دوار هوا در سه بار مختلف [15]

320 MW	250 MW	160MW	واحد	پارامتر
9.96	7.2	4.75	kPa	فشار نسبی ورودی هوا
9	6.5	4.25	kPa	فشار نسبی خروجی هوا
2.35	1.45	0.63	kPa	فشار نسبی ورودی دود
0.6	0.25	-0.1	kPa	فشار نسبی خروجی دود
66	68	68	°C	دمای هوای ورودی
406	381	343	°C	دمای دود ورودی
515	410.4	300.2	t/hr	دبی هوای خروجی
592	583.2	424.8	t/hr	دبی دود خروجی
1013	1013	1013	J/kgK	ظرفیت گرمایی ویژه هوا
1030	1030	1030	J/kgK	ظرفیت گرمایی ویژه دود

میانگین مقادیر اندازه‌گیری شده در نیروگاه بیستون در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی محیط ماتریس از فرض محیط متخلخل استفاده شده است، که نزدیکترین شباهت با هندسه مبدل پیش گرمکن هوای

سرعت مطلق، به شرح زیر استفاده شده است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r \bar{v}) + \rho (\bar{\omega} \times \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_r + \bar{F} \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\rho \bar{v}_r H + p \bar{u}_r) = \nabla \cdot (k \nabla T + \bar{\tau}_r \cdot \bar{v}) + S_h \quad (12)$$

برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم از روش حجم محدود، روش بالادست مرتبه اول برای گسسته‌سازی معادلات و از الگوریتم سیمپل به منظور کوپل معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. همچنین برای حل مسأله از یک شبکه سازمان یافته استفاده شده است. در پژوهش حاضر، به منظور بررسی استقلال حل از شبکه، از روش ارائه شده توسط ویلکاکس و همکاران [19] استفاده شده است. بدین صورت که تعداد گره‌های شبکه در هر مرحله دو برابر شده و نتایج با یکدیگر مقایسه می‌شوند. در صورت تطابق نتایج دو شبکه‌بندی، حل از شبکه مستقل شده و شبکه با تعداد کمتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. لذا در طی حل عددی تحقیق حاضر، استقلال حل از شبکه محاسباتی مورد بررسی قرار گرفته و نتایج مربوطه در جدول 2 نشان داده شده است. این نتایج مربوط به دمای خروجی هوا و دود از پیش گرمکن ژانگستروم می‌باشد.

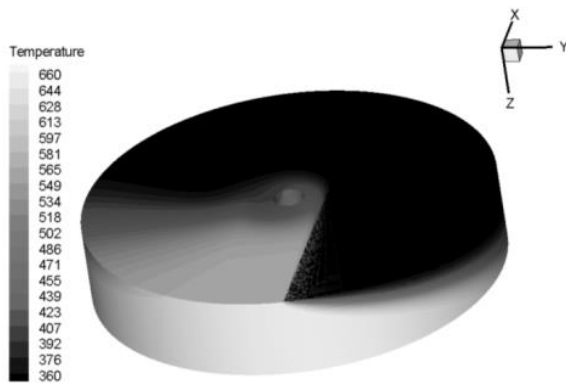
همانطور که ملاحظه می‌شود، با تغییر تعداد شبکه محاسباتی از 1047692 به 1419461 تفاوت محسوسی در دمای خروجی هوا و دود، حاصل نمی‌شود. بنابراین شبکه‌ای با 1047692 سلول محاسباتی مناسب تشخیص داده شده است. در شکل 4 شبکه‌بندی فضای محاسباتی در مدل پیش گرمکن دوار هوا نشان داده شده است.

### 3- شرایط مرزی و روش حل

شرایط مرزی نقشی اساسی در شبیه‌سازی مدل‌های واقعی در محیط نرم افزار دارد. لذا شناخت صحیح از پارامترهای محیطی و طراحی در رسیدن به نتایج نزدیک به واقعیت کمک شایانی می‌نماید. در تحقیق حاضر به علت وجود فن‌های دمنده هوا در مسیر پیش گرمکن، جریان سیال در هر دو سمت هوا و دود متأثر از فشار ناشی از فن‌های دمنده و اختلاف فشار مسیر ژانگستروم می‌باشد. همچنین در مسیرهای ورودی و خروجی هر دو سیال هوا و دود دستگاه‌های آنلاین اندازه‌گیری فشار موجود می‌باشد. لذا در تطابق با شرایط واقعی و داده‌های قابل اندازه‌گیری در نمونه واقعی، در تحقیق حاضر از شرط مرزی فشار ورودی و خروجی استفاده شده است. همچنین دیواره اطراف پیش گرمکن هوا عایق فرض شده است. با توجه به نزدیک بودن خواص ترمودینامیکی سیال سمت هوا و سمت دود، به منظور کاهش هزینه محاسباتی و بدون آنکه تغییری در نتایج نهایی جدول 3 شرایط عملکرد پیش گرمکن دوار هوا در بارهای مختلف حاصل شود، از یک سیال در میدان محاسباتی استفاده شده است. چگالی سیال (هوا)  $0.7 \text{ kg/m}^3$  و ظرفیت گرمایی متوسط  $1020 \text{ J/kgK}$  مطابق با مقادیر اندازه‌گیری شده در نیروگاه بیستون در نظر گرفته شده است.

جدول 2 مطالعه شبکه‌بندی‌های مختلف برای مدل مورد مطالعه

تعداد سلول	دمای خروجی هوا (K)	دمای خروجی دود (K)
471917	443.78	399.47
861385	480.19	405.21
1047692	566.06	449.95
1419461	566.06	449.95

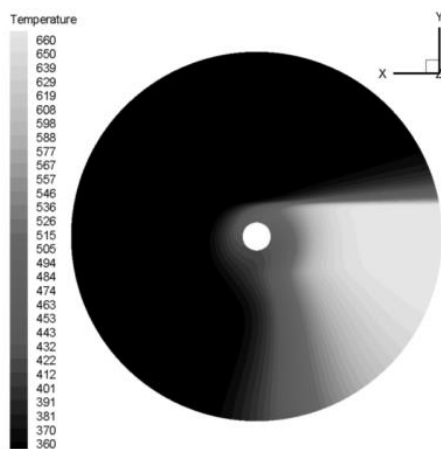


**Fig. 6** Temperature distribution at 1.5 rpm speed when cold end is at top, 320 MW

شکل 6 توزیع دما برحسب درجه کلوین در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm هنگامی که انتهای ناحیه سرد بالا واقع شود- بار نامی 320 مگاوات

همانطور که ملاحظه می‌شود سهموی توزیع دما در ناحیه سرد و گرم تقریباً مشابه یکدیگر است. علت این امر را می‌توان در تقریباً یکسان بودن دبی هوا و گاز ورودی به مبدل حرارتی و نیز فرض یکسان بودن خواص ترمودینامیکی هوا و گاز دانست. این عوامل و نیز چرخش ماتریس سبب رسیدن به تعادل حرارتی نواحی سرد و گرم و توزیع مشابه دما در این نواحی می‌شود. در شکل های 7، 8 و 9 به ترتیب توزیع دما در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm از نمای ناحیه سرد و نمای مابین لایه سرد و لایه گرم با دید از سمت سرد، و نمای ناحیه گرم نشان داده شده است.

همانطور که ملاحظه می‌شود در اثر چرخش ماتریس تغییرات دمایی ناحیه سرد در قسمت خروجی هوا بسیار شدید است و باعث گرم شدن هوای خروجی و رسیدن به دمای گاز ورودی می‌شود. سپس در اثر تبادل حرارت ماتریس با جریان هوای سرد به تدریج دمای هوای ورودی غالب گشته و در دیگر قسمت‌ها تاثیر دمای گاز بر هوای خروجی ناچیز خواهد بود. این موضوع به طور مشابه در خروجی گاز نیز به خوبی قابل مشاهده می‌باشد. با این تفاوت که در قسمت خروجی گاز، این هوای سرد ورودی است که باعث کاهش دمای گاز خروجی شده است. در قسمت میانی ناحیه سرد و گرم نیز که نزدیکتر به ورودی هوای سرد می‌باشد، توزیع دما به نحوی است که دمای هوا غالب بوده و باعث سرد شدن گاز قبل از ورود می‌گردد.



**Fig. 7** Temperature in °K distribution at 1.5 rpm speed, cold view, 320 MW

شکل 7 توزیع دما برحسب درجه کلوین در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm از نمای ناحیه سرد- بار نامی 320 مگاوات

ژانگستروم را داراست. در جدول 3 شرایط عملکردی پیش گرمکن دوار هوای نیروگاه بیستون در بارهای 160، 250 و 320 مگاوات ارائه شده است.

#### 4- اعتبار سنجی

پیش از آنکه به بررسی و تحلیل پارامترهای مؤثر بر کارایی ژانگستروم پرداخته شود، باید از صحت و اعتبار معادلات حاکم، نحوه شبیه‌سازی و حل عددی انجام شده اطمینان حاصل نمود. در تحقیق حاضر به منظور شبیه سازی مدل پیش گرمکن هوای ژانگستروم از مشخصات فنی و شرایط عملکردی پیش گرمکن دوار هوا در نیروگاه بیستون استفاده شده و به منظور راستی آزمایی، نتایج تحقیق حاضر با داده های واقعی این نیروگاه مقایسه شده است. همانطور که در جدول 4 مشاهده می‌شود همخوانی قابل قبولی میان نتایج تحقیق حاضر و داده های واقعی نیروگاه بیستون کرمانشاه وجود دارد.

#### 5- نتایج و بحث

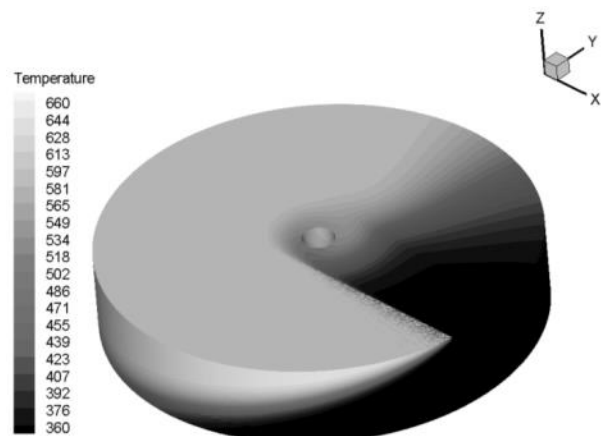
همانطور که پیشتر اشاره گردید، اساس کار پیش گرمکن هوای ژانگستروم بر پایه یک ماتریس دوار است که با سرعت ثابت می‌چرخد و به طور متناوب از مسیر عبور هوا و گاز می‌گذرد. هوا از یک کانال و دود از کانال دیگر از میان ماتریس عبور کرده و تبادل حرارتی در نتیجه چرخش ماتریس و انرژی حرارتی ذخیره شده در آن انجام می‌شود. لذا بررسی توزیع دما به منظور تحلیل نتایج حاصله از مهمترین پارامترهای مورد مطالعه می‌باشد.

در شکل های 5 و 6 توزیع دما در پیش گرمکن دوار در حالت چرخش با سرعت 1.5 rpm به ترتیب از نمای ناحیه گرم و نمای ناحیه سرد در بار نامی 320 مگاوات ملاحظه می‌گردد.

**جدول 4** مقایسه نتایج حل عددی با داده های واقعی نیروگاه بیستون کرمانشاه

**Table 4** Comparison of the numerical simulation results with Bisotoun power plant actual data.

پارامتر	دمای خروجی هوا (K)	دمای خروجی دود (K)
داده های واقعی نیروگاه	573	448
نتایج تحقیق حاضر	566.06	449.95
درصد خطا	1.21	-0.4



**Fig. 5** Temperature distribution at 1.5 rpm speed when hot end is at top, 320 MW

شکل 5 توزیع دما برحسب درجه کلوین در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm هنگامی که انتهای ناحیه داغ بالا واقع شود- بار نامی 320 مگاوات

بیشتر نشت بندها و شکستگی بیشتر آنها می‌شود که باعث کاهش ضریب عملکرد و اثربخشی بازیاب خواهد شد.

با توجه به اینکه سرعت چرخش ماتریس از عوامل بسیار تأثیر گذار بر عملکرد و کارایی پیش گرمکن دوار ژانگستروم می‌باشد، لذا بررسی و مطالعه بر روی سرعت چرخش و نقش آن بر توزیع دما در ماتریس از اهمیت بسزایی در این زمینه برخوردار است. در شکل های 10 و 11 به بررسی اثر سرعت چرخش ماتریس بر توزیع دما و مقادیر بیشینه و کمینه دما در نواحی گرم و سرد از دید ناحیه گرم، ناحیه سرد و ناحیه کنار مجرای هوای ورودی پرداخته شده است.

همانطور که ملاحظه می‌شود افزایش سرعت چرخش ماتریس، موجب توزیع یکنواخت تر دما در ماتریس و افزایش تبادل حرارت میان هوای سرد و گاز داغ می‌شود. نکته دیگری که به طور مشخص با افزایش سرعت چرخش ماتریس در شکل ها قابل مشاهده می‌باشد، افزایش تأثیر صفحه جداکننده هوا و گاز در سرعت های بالاتر است.

با افزایش سرعت چرخش، صفحه جداکننده سبب تغییر توزیع دما از حالت شعاعی صرف، به ترکیبی از توزیع دمای شعاعی و محیطی می‌گردد. علت این امر را می‌توان در غالب شدن سرعت زاویه ای بر سرعت های محوری هوا و گاز ورودی، در سرعت های بالای چرخش ماتریس یافت. به تدریج و با افزایش سرعت ماتریس، میدان سرعت تحت تأثیر سرعت چرخش ماتریس قرار گرفته و در نتیجه آن میدان دما حالت توزیع زاویه ای بیشتری می‌یابد، که این موضوع در سرعت های معادل 3 و 6 دور بر دقیقه به خوبی قابل مشاهده می‌باشد. لذا در طراحی مبدل حرارتی لزوم توجه به ابعاد هندسی صفحه جداکننده در سرعت های چرخشی بالا، از اهمیت ویژه ای برخوردار است. این در حالی است که در سرعت های چرخشی پایین صفحه جداکننده تأثیر محسوسی بر توزیع دمای مبدل حرارتی ندارد.

## 5-2- بررسی اثر سرعت چرخش و نشستی بر کارایی ژانگستروم

در شکل های 12 تا 14 تأثیر سرعت چرخش و نشستی بر کارایی مبدل دوار ژانگستروم به ترتیب در بارهای 320، 250 و 160 مگاوات نیروگاه بیستون ارائه شده است. در تحقیق حاضر به منظور بررسی تأثیر نشستی بر کارایی مبدل حرارتی ژانگستروم، مقادیر ارائه شده در استاندارد ASME PTC 4.3 [20] مورد استفاده قرار گرفته است.

همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش سرعت چرخش، کارایی مبدل افزایش می‌یابد، اما شیب منحنی در حال کاهش می‌باشد. لذا در سرعت های بالا تأثیر کمتری بر کارایی مبدل دوار خواهد داشت. بیشترین تأثیر سرعت چرخشی بر کارایی ژانگستروم در محدوده 0.5 تا 4 دور بر دقیقه خواهد بود و پس از این افزایش سرعت تأثیر محسوسی بر کارایی نخواهد داشت. با توجه به شکل 12 میتوان دریافت که با افزایش سرعت چرخشی از 4 تا 10 دور بر دقیقه مقدار کارایی تقریباً ثابت بوده و تغییر محسوسی نخواهد داشت، لذا مصرف انرژی بیشتر به منظور افزایش دور چرخشی ژانگستروم بهینه نبوده و بهبودی در راستای کاهش مصرف انرژی و رسیدن به حداکثر کارایی ممکن نخواهد داشت. همچنین در شکل های 12 تا 14 کارایی مبدل ژانگستروم برای دو حالت بدون نشستی و با نشستی 25 درصد (نشستی واقعی کارکرد مبدل) ارائه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود نشستی تأثیر قابل توجهی در کاهش کارایی مبدل در تمام بارها و سرعت های چرخشی دارد. همچنین تأثیر نشستی بر کاهش راندمان در بارهای 160 و 250 مگاوات بیشتر از بار نامی نیروگاه (320 مگاوات) می‌باشد، به نحوی که حداکثر کاهش کارایی در بار 320

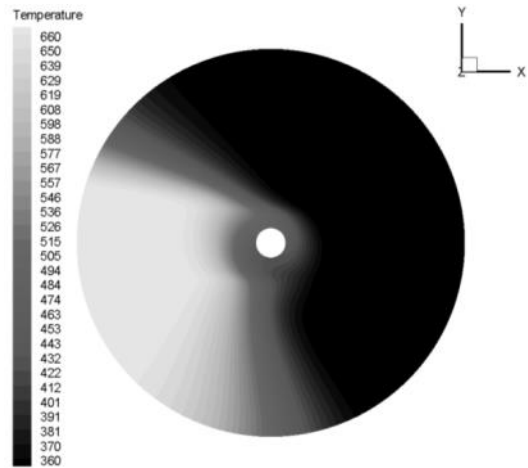


Fig. 8 Temperature in °K distribution at 1.5 rpm speed, interface view, 320 MW

شکل 8 توزیع دما برحسب درجه کلونین در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm از نمای ناحیه میانی - بار نامی 320 مگاوات

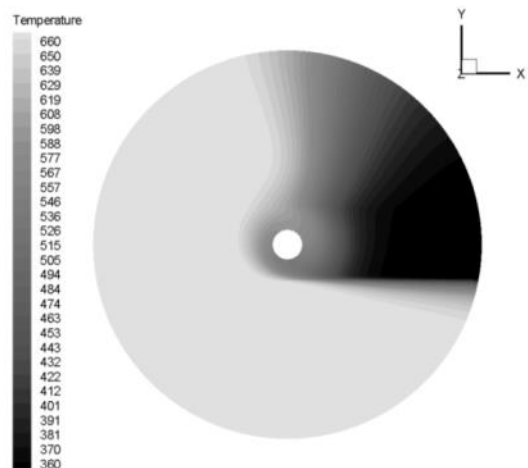


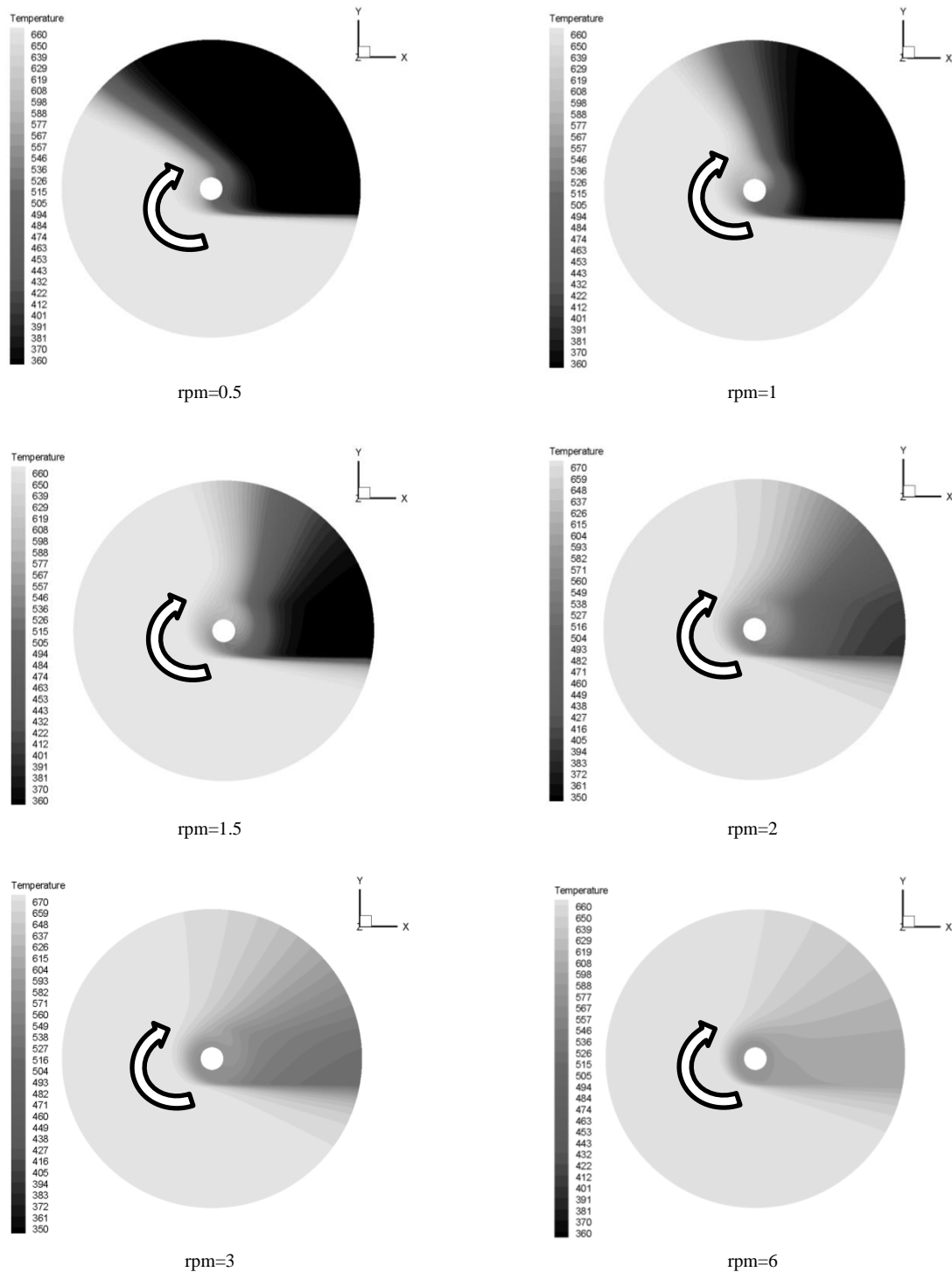
Fig. 9 Temperature in °K distribution at 1.5 rpm speed, hot view, 320 MW

شکل 9 توزیع دما برحسب درجه کلونین در پیش گرمکن دوار در حالت کاری با سرعت 1.5 rpm از ناحیه داغ - بار نامی 320 مگاوات

## 5-1- بررسی اثر سرعت چرخش

در دوره ی تناوب گرم، انتقال حرارت جابجایی اجباری روی صفحات صورت می‌گیرد و گرما در صفحات ذخیره می‌شود، سپس در تناوب سرد گرمای ذخیره شده از طریق جابجایی اجباری از صفحات به سیال سرد منتقل می‌شود. در صورت ثابت بودن تمام پارامترها، نرخ انتقال حرارت زمانی بزرگتر است که اختلاف دمای بین سیال و دیواره بزرگتر باشد. بنابراین بهتر است که در تناوب گرم، دیواره ها فرصت افزایش دما و در تناوب سرد فرصت کاهش دما نداشته باشند.

در تناوب سرد، سیال سرد در ورودی گرما را از سطوح مجاور می‌گیرد؛ در صورتی که دوره تناوب وزش سرد طولانی باشد، دمای دیواره نزدیک به ورودی که در مجاورت با سیال قرار دارد، تا دمای سیال سرد خواهد شد و به تبع آن انتقال حرارتی در این ناحیه صورت نخواهد گرفت، به طور مشابه در تناوب گرم نیز در ورودی سیال گرم، انتقال حرارت از سیال گرم به دیواره، باعث افزایش دمای دیواره مجاور تا دمای سیال شده و انتقال حرارت متوقف می‌شود. با این وجود افزایش سرعت چرخشی موجب افزایش نشستی و سایش



**Fig. 10** Temperature in °K distribution contours from hot end view at different rotational speed, 320 MW

شکل 10 کانتورهای توزیع دما برحسب درجه کلوین از نمای انتهایی داغ به ازای سرعت‌های مختلف چرخشی، بار 320 مگاوات

جنس صفحات ماتریس ژانگستروم تأثیر بسزایی بر سرعت و میزان جذب حرارت مبدل حرارتی دارد به ویژه آنکه این مبدل به طور متناوب در مسیر جریان هوای سرد و گاز داغ بوده و لازم است به خوبی با هر دو سیال انتقال حرارت داشته باشد. بدین منظور 6 ماده مختلف نشان داده شده در جدول 5 مورد مطالعه قرار گرفته است که دارای خواص حرارتی و فیزیکی متفاوتی می‌باشند.

مگاوات مقدار 14 درصد بوده و این در حالی است که برای بارهای 250 و 160 مگاوات این مقدار معادل 30 درصد کاهش راندمان ژانگستروم می‌باشد، لذا تأثیر نشتی بر کاهش کارایی در بارهای پایین‌تر از بار نامی نیروگاه محسوس تر بوده و در مجموع باعث کاهش بیشتر راندمان نیروگاه می‌گردد.

### 3-5- اثر جنس ماتریس بر کارایی ژانگستروم



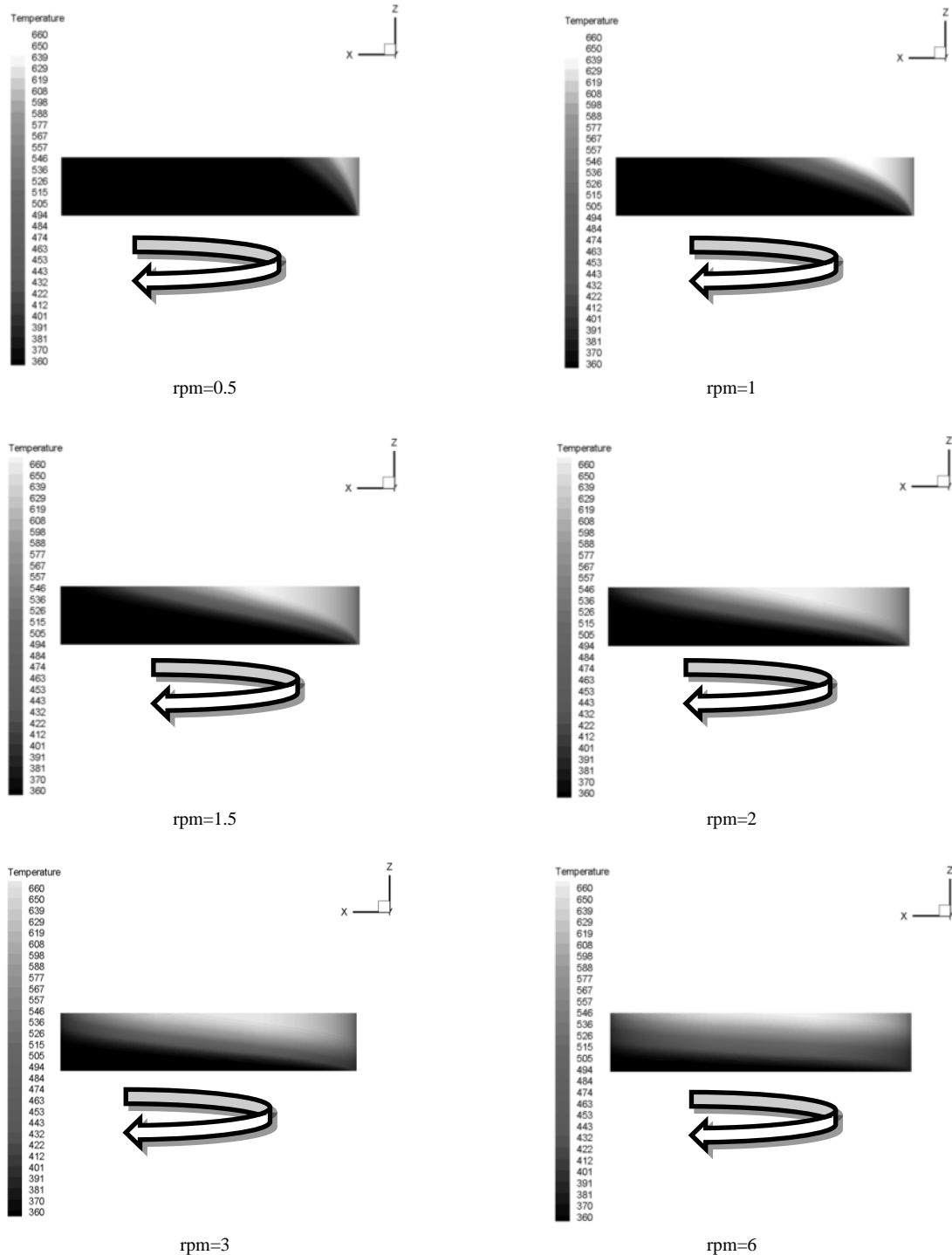


Fig. 11 Temperature in °K distribution contours from cold side view at different rotational speed, 320 MW

شکل 11 کانتورهای توزیع دما برحسب درجه کلوین از نمای جانب سرد به ازای سرعت‌های مختلف چرخشی، بار 320 مگاوات

هدایت حرارتی و کاهش اختلاف دما در مبدل می‌شود که در نتیجه آن توزیع دما یکنواخت‌تر و اختلاف دمای خروجی هوا و گاز کاهش می‌یابد. همچنین فولاد کُرتن به عنوان جنس به کار رفته در ژانگستروم نیروگاه بیستون کرمانشاه عملکرد حرارتی مناسبی داشته که در کنار خواص ضد خوردگی، این ماده را به گزینه مناسبی جهت استفاده در ماتریس مبدل حرارتی تبدیل نموده است.

در شکل 15 نتایج حاصل از شبیه‌سازی پیش گرمکن ژانگستروم با انواع جنس صفحات ماتریس برای دو حالت بدون نشستی و با نشستی ارائه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود بهترین عملکرد حرارتی در هر دو حالت بدون نشستی و با نشستی مربوط به فولاد ضد زنگ بوده که کمترین مقدار نفوذ حرارتی را دارد، و کمترین بازده حرارتی را مس (با بیشترین نفوذ حرارتی) به خود اختصاص داده است. افزایش ضریب نفوذ حرارتی باعث افزایش اثر

جدول 5 مشخصات مواد [21]

نام ماده	نفوذ حرارتی (m <sup>2</sup> /s)	ضریب هدایت حرارتی (W/mK)	ظرفیت حرارتی (J/kgK)	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )
مس	1.13*10 <sup>-4</sup>	386	380	8954
آلومینیوم 2024 (تی 351)	6.42*10 <sup>-5</sup>	143	795	2800
آلومینیوم	3.13*10 <sup>-5</sup>	220	896	2707
فولاد کربنی 0.5%	1.4*10 <sup>-5</sup>	54	465	7833
فولاد کُرتن	7.6*10 <sup>-6</sup>	25	460	7700
فولاد ضد زنگ	4.2*10 <sup>-6</sup>	16.26	502.1	8027.2

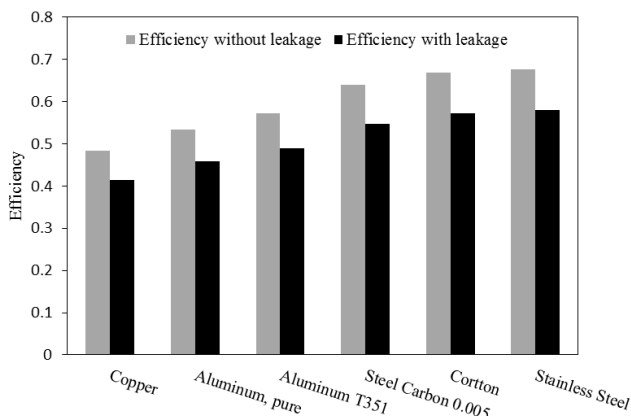


Fig. 15 Effect of plates' material on the air preheater efficiency

شکل 15 اثر جنس صفحات ماتریس بر عملکرد پیش گرمکن هوا

### 6- نتیجه گیری

در این تحقیق انتقال حرارت و عملکرد حرارتی در پیش گرمکن دوار هوا (ژانگستروم) نیروگاه بیستون کرمانشاه مورد بررسی قرار گرفته است.

مدل عددی ارائه شده به گونه ای انتخاب شده است که تمام جزئیات هندسی صفحات انتقال حرارت را در نظر می گیرد. مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نمونه واقعی نشان داد که مدل ارائه شده، نتایج قابل قبولی را ارائه می دهد. مطالعه حاضر نشان داد نشتی، تأثیر قابل توجهی در کاهش کارایی مبدل در تمام بارها و سرعت های چرخشی دارد. تأثیر نشتی بر کاهش راندمان در بارهای 160 و 250 مگاوات معادل 30 درصد بوده، در حالی که در بار نامی نیروگاه بیستون (320 مگاوات) حداکثر کاهش کارایی مقدار 14 درصد می باشد.

نتایج حاصل از بررسی سرعت چرخشی در ژانگستروم، نشان داد که بیشترین تأثیر سرعت چرخشی بر کارایی ژانگستروم در محدوده 0.5 تا 4 دور بر دقیقه خواهد بود و با افزایش سرعت چرخشی بیشتر از 4 دور بر دقیقه مقدار کارایی مبدل تغییر نمی کند. از طرفی با توجه به لزوم نشت-بندی مورد نیاز در ژانگستروم، سرعت چرخشی نباید از حداکثر مقدار مجاز

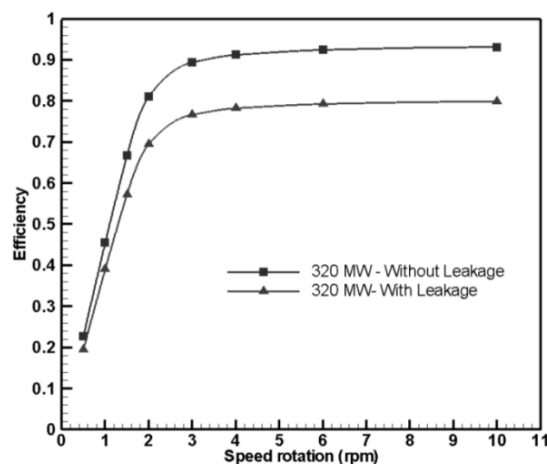


Fig. 12 Effect of rotational speed on the air preheater efficiency in both without and with leakage, 320 MW

شکل 12 اثر سرعت چرخش بر کارایی پیش گرمکن دوار هوا در حالت های بدون نشتی و با نشتی - بار 320 مگاوات

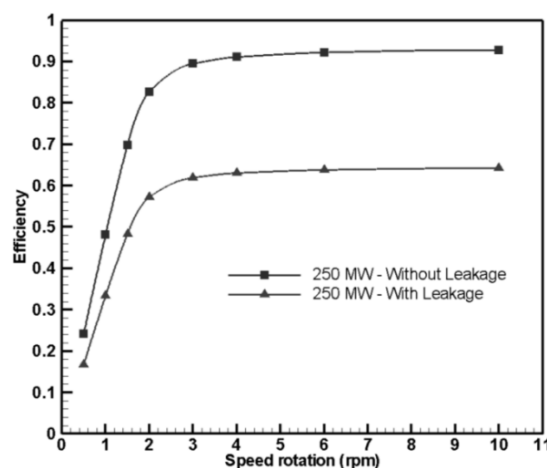


Fig. 13 Effect of rotational speed on the air preheater efficiency in both without and with leakage, 250 MW

شکل 13 اثر سرعت چرخش بر کارایی پیش گرمکن دوار هوا در حالت های بدون نشتی و با نشتی - بار 250 مگاوات

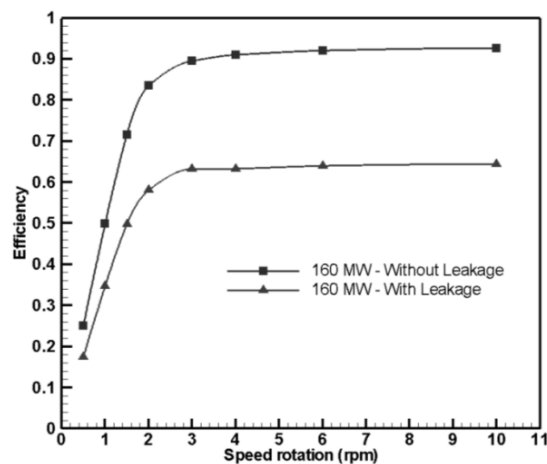


Fig. 14 Effect of rotational speed on the air preheater efficiency in both without and with leakage, 160 MW

شکل 14 اثر سرعت چرخش بر کارایی پیش گرمکن دوار هوا در حالت های بدون نشتی و با نشتی - بار 160 مگاوات

## 8- تقدیر و تشکر

در پایان نویسندگان تحقیق حاضر بر خود لازم می‌دانند از حمایت‌های مادی و معنوی نیروگاه بیستون کرمانشاه در انجام این پژوهش تقدیر و سپاسگزاری نمایند.

## 9- مراجع

- [1] R. K. Shah, D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, pp. 3-74, USA John Wiley & Sons, 2003.
- [2] P. Worsøe-Schmidt, Effect of fresh air purging on the efficiency of energy recovery from exhaust air in rotary regenerators, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 14, No. 4, pp. 233-239, 1991.
- [3] O. Büyükalaca, T. Yilmaz, Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 4-5, pp. 441-447, 2002.
- [4] O. Büyükalaca, T. Yilmaz, Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 4-5, pp. 441-447, 2002.
- [5] T. Skiepko, R. K. Shah, A comparison of rotary regenerator theory and experimental results for an air preheater for a thermal power plant, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 28, No. 2, pp. 257-264, 2004.
- [6] T. Skiepko, R. K. Shah, Modeling and effect of leakages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 8, pp. 1608-1632, 2005.
- [7] Z. Akhavan Sales, M. M. Shahmardan, M. Hashemian, Heat transfer numerical investigation in preheater (Ljungstrom), *Proceeding of the 1st National Conference for Technology Development in Oil, Gas & Petrochemical Industries*, pp. 1-11, 2011. (in persian فارسی)
- [8] T. J. Sheer, G. B. de Klerk, H. H. Jawurek, M. Lander, A versatile computer simulation model for rotary regenerative heat exchangers, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 27, No. 5, pp. 68-79, 2006.
- [9] L. P. Bondurant III, SCR Compatibility for the Ljungstrom Air Preheater, *Proceeding of the EPRI-DOE-EPA Air Pollution Control Symposium-The Mega Symposium*, pp. 14-22, 1999.
- [10] M. Passandideh Fard, M. Ghazikhani, Numerical Simulation of Fluid Flow and Heat transfer in a Rotary Regenerator, *Proceeding of The 16th Annual Conference of the CFD Society of Canada*, pp. 10-18, 2008.
- [11] H. Y. Wang, L. L. Zhao, Z. G. Xu, W. G. Chun, H. T. Kim, The study on heat transfer model of tri-sectional rotary air preheater based on the semi-analytical method, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 14, pp. 1882-1888, 2008.
- [12] S. Sanaye, S. Jafari, H. Ghaebi, Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 9, pp. 1637-1642, 2008.
- [13] A. Zeinali, H. Eghbali, V. Rafiei, modeling of rotary preheater, *Modeling in Engineering*, Vol. 17, No. 5, pp. 335-345, 2017. (in persian فارسی)
- [14] L. Sphaier, W. Worek, Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 14, pp. 3415-3430, 2004.
- [15] Technical archive of planning and documentation of the bisotoun power plant operations, pp. 576-586, Vol. 1, Iran, 2017. (in persian فارسی)
- [16] A. Heidari-Kaydan, E. Hajidavalloo, Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, No. 1, pp. 399-407, 2014.
- [17] N. Khedher, S. Nasrallah, Three-Dimensional modeling and analysis of a porous thermal energy storage system, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 3, No. 2, 2010.
- [18] D. A. Nield, A. Bejan, *Nield-Bejan, Convection in Porous Media: 3rd Edition*, pp. 27-38, USA, Springer, 2006.
- [19] Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*, pp. 303-312, DCW Industries, Inc., California, 1993.
- [20] J. Driscoll, ASME performance test codes test code for air heaters, USA, 1968.
- [21] Paragon Air Heater, [Online], Accessed on 15 November 2017, <http://www.paragonairheater.com>

بیشتر شود بنابراین سرعت چرخشی بهینه در بازه 3 تا 4 دور بر دقیقه می‌باشد. در ادامه انواع مختلفی از جنس صفحات انتقال حرارت در پیش گرمکن هوا مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج به دست آمده حاکی از آن بود که در هر دو حالت بدون نشستی و با نشستی، فولاد ضد زنگ بهترین کارایی حرارتی و مس، ضعیف ترین کارایی را دارا می‌باشد.

## 7- فهرست علائم

$c_p$	گرمای ویژه فشار ثابت، $(\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1})$
$E$	انرژی داخلی
$\bar{V}$	نیروهای حجمی خارجی
$H$	آنالتی کلی
$k$	ضریب هدایت حرارتی سیال، $(\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1})$
$\dot{m}$	دبی جرمی، $(\text{kg s}^{-1})$
$p$	فشار، $(\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-2})$
Re	عدد رینولدز، (بی بعد)
$S_h$	چشمه حرارتی
$T$	دما، (K)
$\bar{u}_r$	سرعت در مختصات مرجع متحرک، $(\text{ms}^{-1})$
$\bar{v}$	سرعت مطلق، $(\text{ms}^{-1})$
$\bar{v}_r$	سرعت نسبی، $(\text{ms}^{-1})$
$V$	سرعت، $(\text{ms}^{-1})$
$q''$	تولید حرارت در واحد حجم، $(\text{Wm}^{-3})$

## علائم یونانی

$\alpha$	ضریب تراوایی (نفوذپذیری) محیط متخلخل، $(\text{m}^2)$
$\gamma$	ضریب تخلخل، (بی بعد)
$\eta$	بازده، (بی بعد)
$\mu$	لزجت دینامیکی، $(\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1})$
$\rho$	چگالی، $(\text{kg m}^{-3})$
$\bar{\omega}$	سرعت زاویه ای
$\bar{\tau}_r$	تانسور تنش نسبی

## زیر نویس‌ها

a	مربوط به هوا
f	مربوط به سیال
g	مربوط به گاز
in	ورودی
m	مربوط به مخلوط
out	خروجی
s	مربوط به جامد