ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir

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

ايرج 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- كارشناسي ارشد، مهندسي مكانيك، شركت مديريت توليد برق بيستون، كرمانشاه

\* كرمانشاه، صندوق يستى 6714967346، veysi@razi.ac.ir

چکیدہ	اطلاعات مقاله
پیش گرمکن بازیاب دوار هوا یکی از تجهیزات اصلی جهت بازیابی انرژی در نیروگاه های بخار میباشد. در تحقیق حاضر به مطالعه پیشگرمکن هوا (ژانگستروم) در نیروگاه بیستون کرمانشاه با هدف بهینه سازی عملکرد حرارتی آن پرداخته شده است. بدین منظور به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، شبیهسازی سه بعدی پیشگرمکن دوار هوا برای حل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی در محیط متخلخل و در	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 09 آبا <i>ن</i> 1396 پذیرش: 13 بهمن 1396 ارائه در سایت: 11 اسفند 1396
مختصات مرجع متحرک انجام شده است. نتایج به دست امده در تحقیق حاضر با دادههای 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 حالتهای بدون نشتی و با نشتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج، حاکی از آن است که تغییر سرعت چرخشی برکارایی ژانگستروم، در محدوده ی 0.5 تا 4 دور بر دقیقه مؤثر بوده و افزایش بشت سعت، تأثیر محسوسی بر کارایی نخماهد داشت. همچنین مطالعه حاض نشان داد مقدار نشت. تأثیر قابل ملاحظه ای در کاهش کارایی	<i>کلید واژگان:</i> پیش گرمکن بازیاب دوار هوا ژانگستروم شبیهسازی عددی
بیسر سرحمه نیز محسوبی بر تربیع توسید مسته منهیی سعند تخر سن مدیند میر سی می نیز تبن مدفعه بی تر منس تربی 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.	عملکرد حرارتی سرعت چرخشی بهینه

## 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

Keywords:

Ljungstrom Numerical simulation

Thermal Performance

Optimum Rotational Speed

Accepted 02 February 2018

#### ABSTRACT

Rotary Regenerative Air Preheater (RRAPH) is one of the main equipments for energy recovery in the Received 30 November 2017 steam power plants. In this study, air preheater of the Bisotoun Power Plant of Kerrmanshah has been investigated with the aim of optimizing its thermal performance. So, with Computational Fluid Available Online 02 March 2018 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 refrence frame (MRF) method. The results showed acceptable accuracy in comparison with the experimental results which is Rotary Regenerative Air Preheater 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.

سوخت میباشد. 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 نیروگاهها 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 ازموارد 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:

1- مقدمه

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-08

بویلرهای نیروگاهی جهت بهبود در راندمان کوره، مبدل حرارتی به نام پیش گرمکن دوار هوا<sup>۱</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 پیش گرمکن 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 پیش گرم شود. افزایش 35 تا 40 درجه سلسیوس در دمای هوای ورودی به کوره می تواند 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 می تواند صدها تا هزاران دلار در سال در قیمت سوخت مصرفی بویلر تاثیر 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 پیش گرمکن موجب هدر رفتن مقادیر بسیار قابل توجه انرژی می گردد. پیش گرمکن هوای ژانگستروم، نوعی مبدل صرارتی متشکل از استوانه ی 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 آشفتگی بیشتر جریان و افزایش نرخ انتقال حرارت می گردد. سطوح انتقال حرارت (که به عنوان ماتریس شناخته می شوند) به عناصر انتقال حرارت معروف بوده و درون محفظه یا سبدهایی به نام بسکت<sup>۲</sup> قرار گرفته و محفظه ها نیز درون روتور جای می گیرند. بسکت ها با توجه به شرایط دمایی به صورت سه لایه سرد، میانی و داغ روی هم قرار می گیرند؛

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 می یابد. بنابراین هوا و دود الزاماً از صفحات موج دار و در خلاف جهت یکدیگر میگذرند. برای عملکرد پایدار، ماتریس ها باید به طور متناوب در مسیر جریان گرم و سرد قرار گیرند.

استوانه دوار با سرعت پائین حدود 1 تا 3 دور در دقیقه می چرخد، 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 پیش گرم می نماید. نمایی از پیش گرمکن دوار هوا در شکل 1 ملاحظه می شود.

پیش گرمکن هوای ژانگستروم، نسبت به خوردگی حساس میباشد. هر قسمتی که در اثر خوردگی از بین رفته باشد، با صرف هزینه می تواند جایگزین شود. در مبدل حرارتی ژانگستروم، اگر دمای دود به زیر نقطه شبنم برسد، بازدهی به سرعت کم می شود، در این حالت در نتیجه ی 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



**شکل 1** نمای پیش گرمکن دوار هوا

تأثیر منفی دارد.

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

کاهش نشتی های داخل ژانگستروم، به کمک سیستم های نشت بندی<sup>۳</sup> مدرن می تواند در کیفیت هوای احتراق، راندمان احتراق و عملکرد مناسب فن های هوا موثر باشد. نشتیهای داخل ژانگستروم بیشترین تاثیر را درعملکرد 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 می شود، در افزایش اختلاف فشار دو طرف پیش گرمکن موثر بوده و هوای مورد نیاز بویلر را محدود میکند که این خود بر عملکرد فن های هوا تاثیر منفی گذاشته و موجب افزایش جریان و توان مصرفی موتور فن های هوا تاثیر منفی گذاشته و موجب افزایش جریان و توان مصرفی موتور

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 می باشد، لذا به منظور بهینه سازی، شکل صفحات مشبک بسکت ها 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 ست که برای ناحیه سرد مناسب نمی باشد؛ زیرا در ناحیه سرد امکان گرفتگی مسیر جریان سیال با ذرات و یا رسوبات احتمالی وجود دارد. (در ناحیه سرد معمولا از سطوح صاف تر و با فشردگی کمتری استفاده می شود 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 تاثیر میزان کارایی در این مبدل با در نظرگرفتن موارد زیر را بررسی کرده اند:

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Rotary air Preheater

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Basket

<sup>3</sup> Seal

انتقال حرارت هدایت طولی در صفحات

انتقال نشتی در پیش گرمکن

در بسیاری از موارد، حل عددی معادلات حاکم با در نظر گرفتن موارد فوق انجام شده است و در سایر موارد راه حل های 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 خورنده ای از جمله اسید سولفوریک، اسید سولفورس و اسید نیتریک داده و در ناحیه سرد که دمای دود تا حد دمای نقطه شبنم اسید کاهش می ابد اسیدهای مذکور در اثر چگالش بر روی سطوح سرد نفوذ کرده و موجب خوردگی و ایجاد رسوب می گردند. لذا به منظور جلوگیری از این پدیده صفحات ناحیه سرد به صورت دندانه دار و تخت می باشد که گرفتگی در مسیر جریان سیال ایجاد نشود.

با توجه به رابطه 3 ضریب تخلخل<sup>۱</sup> به عنوان نسبت حجم سیال به حجم کل محیط تعریف شده است. از طرفی ناحیه گرم از صفحات مشبک و موج دار دوبل<sup>۲</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>۲</sup> به کار رفته است که از نوع مسیر جریان بسته میباشد. در شکل2 نمائی از این پروفیل ها 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 می باشد که به منظور بهبود انتقال حرارت در ناحیه گرم (با توجه به بالا بودن دما در این ناحیه) از این صفحات موج دار استفاده

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 دوبل (DU)



ب: نمایی از پروفیل مدل دندانه دار و تخت (NF) Fig. 2 Hot and cold profiles view [3] شکل 2: نمای پروفیل های 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 کرده اند . نتایج این مقایسه نشان می دهد که کارایی در روش عددی کمی بهتر از حالت تجربی گزارش شده، دلیل این صرفنظر نمودن از امر میزان نشتی در مدل عددی می باشد.

شاه و اسکیپکو [5] برای روش های تئوری موجود در ارتباط با پیش گرمکن، آزمایش هایی انجام دادهاند و نتایج را با هم مقایسه کردند، به دلیل اینکه هیچ گونه تطبیقی در روش های تئوری وجود نداشت. نتایج آنها نشان می داد 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 می دانستند. آنها خطای حاصل از نادیده گرفتن نشتی را بیشتر از نادیده انگاشتن هدایت محوری می دانستند. برای تحلیل اثر نشتی، شاه و اسکیپکو [6] مدلی ارائه کرده اند که این مورد را در نظر می گیرد و کاهش عملکرد انتقال حرارت را ارزیابی می کند . 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 می یابد که از آنجا به قسمت گرم جریان یافته و با گاز داغ ترکیب می شود ، بنابراین دود را قبل از جریان در بازیاب سرد می کند . به طور متوسط به ازاء %1 نشتی، میزان بازدهی به طور تقریبی حدود %1 کم می شود.

اخوان ثالث و همکاران [7] با شبیه سازی 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 درنظر 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 اندازه گیری شده از نمونه واقعی مقایسه کرده اند، 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 می باشد.

لویس 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 می دهد که در جنس استیل با پوششی از لعاب، میزان تشکیل رسوب و به تبع آن میزان خوردگی کمتر می باشد.

از سوی دیگر با توجه به اهمیت و نقش پیش گرم کن 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 آزمایش های 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 پریودیک به مدل سازی 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 بهینه سازی 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>&</sup>lt;sup>1</sup> Porosity Coefficient

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Double Undulated elements (DU)

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

#### بر عملکرد بازیاب حرارتی پرداخته اند.

در تحقیق حاضر با رویکرد بهینه سازی عملکرد حرارتی ژانگستروم، ضمن ارائه مدلی سه بعدی از پیش گرمکن دوار هوا، به بررسی جزئیات هندسه، تأثیر نشتی، سرعت چرخشی و نیز جنس صفحات ماتریس بر کارایی پیش گرمکن 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 دبی های جرمی مختلف هوا و دود با انجام مدل سازی حرارتی و استفاده از شبیه سازی عددی، ارزیابی شده است.

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

در جدول 1 مشخصات فنی پیش گرمکن دوار هوای نیروگاه بیستون ارائه شده است. برای شبیه سازی محیط داخلی ماتریس از فرض محیط متخلخل<sup>۱</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 پیش گرمکن دوار ژانگستروم میباشد (شکل 3)، که باعث ایجاد اختلاف زیاد در مقیاس طول شبکه می گردد [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 پیش گرمکن دوار هوا در نیروگاه بیستون [15] **Table 1** The rotary air preheater technical characteristics at Bisetoon power plant [15]

3962	mm	شعاع ماتريس
300	mm	شعاع شفت چرخان
800	mm	ارتفاع لايه گرم
450	mm	ارتفاع لایه میانی
305	mm	ارتفاع لايه سرد
10578.778	m <sup>2</sup>	سطح حرارتي منطقه گرم
2581.2219	m <sup>2</sup>	سطح حرارتي منطقه سرد
0.84	-	تخلخل لايه گرم
0.76	-	تخلخل لايه 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]

پیش گرمکن استفاده نمود [17]. عموماً یک ماتریس با تخلخل بسیار (تخلخل بسیار به معنی دیواره های نازک ماتریس و مقاومت حرارتی کم دیواره ها) به این دلیل مطلوب است که هدایت حرارتی به و از دیواره ها و گازها و همچنین میزان انتقال حرارت بالا می باشد . به عبارت دیگر ذخیره گرما در ماتریس جهت گرم کردن یا سرد کردن گازها در دماهای مورد نظر، افزایش می یابد [18]. به منظور شبیه سازی جریان و انتقال حرارت در پیش گرمکن 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:

$$Re = \frac{V\alpha^2}{v}$$
(1)

که در آن lpha ضریب تراوایی در محیط متخلخل بوده و از رابطه زیر استخراج می شود:

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

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

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

$$\gamma = \frac{\nu_{\rm f}}{\nu_{\rm f} + \nu_{\rm s}} = \frac{\nu_{\rm f}}{\nu_{\rm total}} \tag{3}$$

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

$$\gamma \frac{\partial \rho_{\rm f}}{\partial t} + \nabla(\rho_{\rm f} v) = 0 \tag{4}$$

معادله بقای اندازه حرکت خطی:

$$\rho_{\rm f} \left[ \gamma^{-1} \frac{\partial \nu}{\partial t} + \gamma^{-2} (v \cdot \nabla) v \right] \rho = -\nabla p - \frac{\mu}{k} v$$
sack showing the set of the set o

معادله انرژی فاز جامد :

$$(1-\gamma)(\rho C)_{s}\frac{\partial T_{s}}{\partial t} = (1-\gamma)\nabla \cdot (k_{s}\nabla T_{s}) + (1-\gamma)q_{s}^{\prime\prime} \tag{6}$$

$$(\rho C)_{\rm m} \frac{\partial T_{\rm m}}{\partial t} + (\rho C_p)_{\rm f} v \cdot \nabla T = \gamma \nabla \cdot (k_{\rm m} \nabla T_{\rm m}) + \gamma q_{\rm m}^{\prime\prime} \tag{8}$$

راندهای پیش کرمدن دوار هوا از حاصلصرب راندهای خرارتی و راندهای جرمی به صورت زیر بدست میآید:

$$\eta = \frac{m_{a}v_{p,a}}{m_{g}c_{p,g}} \cdot \frac{r_{a,out} - r_{a,in}}{T_{g,in} - T_{a,in}}$$
(9)

نکته مهم در شبیه سازی پیش گرمکن دوار ژانگستروم، چرخش ماتریس و ثابت بودن بدنه و جریانهای ورودی می باشد. برای این منظور از روش مختصات مرجع متحرک استفاده شده است که امکان اعمال شرط دوران به ماتریس دوار را می دهد، در حالی که بدنه و مجراهای ورودی و خروجی نسبت به ماتریس ثابت می باشند. از این رو از معادلات پیوستگی، معادله بقای اندازه حرکت خطی، و معادله انرژی در مختصات مرجع متحرک بر حسب

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Porous Media

 $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ + 7 · سرعت مطلق، به شرح زیر استفاده شده است:

$$(\rho \bar{v}_{\rm r}) = 0 \tag{10}$$

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

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

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 یژوهش 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 می شوند. در صورت تطابق نتایج دو شبکهبندی، حل از شبکه مستقل شده و شبکه با تعداد کمتر مورد استفاده قرار می گیرد. 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 می شود، 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- شرايط مرزى و روش حل

شرایط مرزی نقشی اساسی در شبیه سازی مدل های واقعی در محیط نرم افزار دارد. لذا شناخت صحیح از پارامترهای محیطی و طراحی در رسیدن به نتایج نزدیک به واقعیت کمک شایانی می نماید. در تحقیق حاضر به علت وجود فن های دمنده هوا در مسیر پیش گرمکن، جریان سیال در هر دو سمت هوا و دود متأثر از فشار ناشی از فن های دمنده و اختلاف فشار مسیر ژانگستروم میباشد. همچنین در مسیرهای ورودی و خروجی هر دو سیال هوا و دود دستگاه های آنلاین اندازه گیری فشار موجود میباشد. لذا در تطابق با شرایط واقعی و داده های قابل اندازه گیری 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 ترموديناميكي سيال سمت هوا و سمت دود، به منظور كاهش هزينه 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)<sup>0.7</sup> kg/m<sup>3</sup> و ظرفیت گرمایی متوسط J/kgK مطابق با مقادیر اندازه گیری شده در نیروگاه بیستون در نظر گرفته شده است.

#### جدول 2 مطالعه شبکه بندی های مختلف برای مدل مورد مطالعه

<b>Table 2</b> The study of grid independency at the model			
دمای خروجی دود (K)	دمای خروجی هوا (K)	تعداد سلول	
399.47	443.78	471917	
405.21	480.19	861385	
449.95	566.06	1047692	
449.95	566.06	1419461	



Fig. 4 Computational grids of rotary preheater and matrix **شکل4** شبکهبندی فضای محاسباتی پیش گرمکن و ماتریس

جدول 3 داده های عملکردی در پیش گرمکن دوار هوا در سه بار مختلف [15] Table 3 The rotary air preheater operational data at three different loads

[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 اندازه گیری شده در نیروگاه بیستون در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه سازی محیط ماتریس از فرض محیط متخلخل استفاده شده است، که نزدیکترین شباهت با هندسه مبدل پیش گرمکن هوای

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 سنجي

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 ایستون کرمانشاه وجود دارد.

#### 5-نتايج و بحث

همانطور که پیشتر اشاره گردید، اساس کار پیش گرمکن هوای ژانگستروم بر پایه یک ماتریس دوار است که با سرعت ثابت می چرخد و به طور متناوب از مسیر عبور هوا و گاز می گذرد. 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 می شود. لذا بررسی توزیع دما به منظور تحلیل نتایج حاصله از مهمترین پارامترهای مورد مطالعه می باشد.

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

<b>جدول 4</b> مقایسه نتایج حل عددی با داده های واقعی نیروگاه بیستون کرمانشاه
Table 4 Comparison of the numerical simulation results with Bisotour
power plant actual data.

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



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

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



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 منگامی که انتهای ناحیه سرد بالا واقع شود- بار نامی 320 مگاوات

همانطور که ملاحظه می شود سهموی توزیع دما در ناحیه سرد و گرم تقریبا مشابه یکدیگر است. علت این امر را میتوان در تقریبا 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 می شود.

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 می شود 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 می شود. سپس در اثر تبادل حرارت ماتریس با جریان هوای سرد به تدریج دمای هوای ورودی غالب گشته و در دیگر قسمت ها تاثیر دمای گاز بر هوای خروجی ناچیز خواهد بود. این موضوع به طور مشابه در خروجی گاز نیز به خوبی قابل مشاهده می باشد. 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 می باشد، توزیع دما به نحوی است که دمای هوا غالب بوده و باعث سرد شدن گاز قبل از ورود می گردد.



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



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

**شکل 8** توزیع دما برحسب درجه کلوین 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

 شكل 9 توزيع دما برحسب درجه كلوين در پيش گرمكن دوار در حالت كارى با سرعت 1.5 rpm

#### 5-1- بررسی اثر سرعت چرخش

در دوره ی تناوب گرم، انتقال حرارت جابجایی اجباری روی صفحات صورت می گیرد و گرما در صفحات ذخیره می شود، سپس در تناوب سرد گرمای ذخیره شده از طریق جابجایی اجباری از صفحات به سیال سرد منتقل می شود. 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 می گیرد؛ 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 می شود. با این وجود افزایش سرعت چرخشی موجب افزایش نشتی و سایش

بیشتر نشت بندها و شکستگی بیشتر آنها می شود 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 می باشد، 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 می شود افزایش سرعت چرخش ماتریس، موجب توزیع یکنواخت تر دما در ماتریس و افزایش تبادل حرارت میان هوای سرد و گاز داغ می شود. نکته دیگری که به طور مشخص با افزایش سرعت چرخش ماتریس در شکل ها قابل مشاهده می باشد، افزایش تاثیر 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 می گردد. علت این امر را می توان 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 می یابد، که این موضوع در سرعت های معادل 3 و 6 دور بر دقیقه به خوبی قابل مشاهده می باشد. 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 نشتی بر کارایی ژانگستروم

در شکل های 12 تا 14 تاثیر سرعت چرخش و نشتی 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 نشتی بر کارایی مبدل حرارتی ژانگستروم، مقادیر ارائه شده در استاندارد ASME PTC 4.3 [20] مورد استفاده قرار گرفته است.

همانطور که ملاحظه می شود با افزایش سرعت چرخش، کارایی مبدل افزایش می یابد، اما شیب منحنی در حال کاهش می باشد. لذا در سرعت های بالا تأثیر کمتری بر کارایی مبدل دوار خواهد داشت. بیشترین تأثیر سرعت چرخشی برکارایی 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، با لذا مصرف انرژی بیشتر به منظور افزایش دور چرخشی ژانگستروم بهینه نبوده نخواهد داشت. همچنین در شکلهای 12 تا 14 کارایی مبدل ژانگستروم برای نخواهد داشت. همچنین در شکلهای 21 تا 14 کارایی مبدل ژانگستروم برای مدو حالت بدون نشتی و با نشتی 25 درصد ( نشتی واقعی کارکرد مبدل) ارائه شده است. همانطور که ملاحظه میشود نشتی تأثیر قابل توجهی در کاهش شده است. همانطور که ملاحظه میشود نشتی تأثیر قابل توجهی در کاهش شره است. همانطور که ملاحظه میشود نشتی تأثیر قابل توجهی در کاهش شده است. همانطور که ملاحظه می دو تکی مگاوات بیشتر از بار نامی نیروگاه کارایی مبدل در تمام بارها و سرعت های جشی دارد. همچنین تأثیر نشتی بر کاهش راندمان در بارهای 100 و 200 مگاوات بیشتر از بار نامی نیروگاه (320 مگاوات) می باشد، به نحوی که حداکثر کاهش کارایی در بار 320 ایرج فرهادی و همکاران

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



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 انتهای داغ به ازای سرعت های مختلف چرخشی، بار 320 مگاوات

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 می باشد، لذا تأثیر نشتی بر کاهش کارایی در بارهای پایین تر از بار نامی نیروگاه محسوس تر بوده و در مجموع باعث کاهش بیشتر راندمان نیروگاه می گردد.

5-3-1 اثر جنس ماتریس بر کارایی ژانگستروم

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.



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 سرعت های مختلف چرخشی، بار 320 مگاوات

در شکل 15 نتایج حاصل از شبیه سازی پیش گرمکن ژانگستروم با انواع جنس صفحات ماتریس برای دو حالت بدون نشتی و با نشتی ارائه شده است. همانطور که ملاحظه میشود بهترین عملکرد حرارتی در هر دو حالت بدون نشتی و با نشتی 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

هدایت حرارتی و کاهش اختلاف دما در مبدل میشود که در نتیجه آن توزیع دما یکنواخت تر و اختلاف دمای خروجی هوا و گاز کاهش می یابد. 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 نیروگاه بخار با هدف بهینه سازی عملکرد درارتی	بازیاب دوار هوا (ژانگستروم)	شبیهسازی عددی پیش گرمکن
---	-----------------------------	-------------------------

			صات مواد [21]	<b>جدو</b> ل 5 مشخ
چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	derial specific ظرفیت حرارتی (J/kgK)	فریب هدایت ضریب هدایت حرارتی (W/mK)	نفوذ حرارتی (m²/s)	نام مادہ
8954	380	386	1.13*10-4	مس
2800	795	143	6.42*10 <sup>-5</sup>	آلومینیوم 2024 (تی 351)
2707	896	220	3.13*10 <sup>-5</sup>	آلومينيوم
7833	465	54	1.4*10 <sup>-5</sup>	فولاد کربنی 0.5%
7700	460	25	7.6*10-6	فولاد كُرتن
8027.2	502.1	16.26	4.2*10-6	فولاد ضد زنگ



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 نتایچ 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 تاثیر سرعت چرخشی برکارایی 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 حرارتی مبدل تغییر نمیکند. 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- تقدير و تشكر

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

#### 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. Yılmaz, 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. Yılmaz, 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 فارسى)
- [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 semianalytical 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 فارسى)
- [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 فارسى)
- [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 Eddition, 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

#### 7- فهرست علايم

- گرمای ویژه فشار ثابت ، (Jkg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>)  $C_n$ 
  - E انرژی داخلی
  - نیروهای حجمی خارجی  $\overline{F}$ 
    - H آنتاليي كل
- ضریب هدایت حرارتی سیال، ((Wm<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>)) k
  - دبی جرمی، (kgs<sup>-1</sup>) m
  - فشار، (*kgm*<sup>-1</sup>s<sup>-2</sup>) p
  - عدد رينولدز، (بي بعد) Re
    - چشمه حرارتی  $S_h$ 
      - T دما، (K)
- سرعت در مختصات مرجع متحرک، (ms<sup>-1</sup>) ū.
  - سرعت مطلق، (ms<sup>-1</sup>) v
    - سرعت نسبی، (ms<sup>-1</sup>)  $\overline{v_{n}}$ 
      - سرعت، (ms<sup>-1</sup>) V
  - $(Wm^{-3})$ , represent the representation of the representation o a'

#### علايم يونانى

- ضریب تراوایی (نفوذیذیری) محیط متخلخل، (m<sup>2</sup>)
  - ضريب تخلخل، (بيبعد)
    - η بازده، (بیبعد)
  - (kgm<sup>-1</sup>s<sup>-1</sup>)، لزجت دینامیکی  $\mu$ 
    - چگالی، (kgm<sup>-3</sup>) ρ
    - سرعت زاویه ای  $\overline{\omega}$
    - تانسور تنش نسبى  $\bar{\tau}_r$ 
      - زيرنويسها
      - а
      - مربوط به هوا مربوط به سيال f
        - مربوط به گاز
          - g
            - ورودى in
    - مربوط به مخلوط m
      - خروجى out
    - مربوط به جامد S

DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.3.33.4