

**مدل سازی عددی بویلر نیروگاه توس به منظور امکان سنجی افزایش راندمان\***مرتضی عنبرسوز<sup>(۱)</sup> محمد پسندیده فرد<sup>(۲)</sup> ناصر شاله<sup>(۳)</sup>

**چکیده** در این مقاله، به منظور امکان سنجی افزایش راندمان و کاهش تولید آلاینده‌ها، بویلر نیروگاه توس مشهد با استفاده از شبیه سازی رایانه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور، ابتدا وضعیت فعلی بویلر نیروگاه با سوخت مازوت شبیه سازی شده و نتایج عددی با نتایج اندازه گیری‌های تجربی موجود در نیروگاه مقایسه گردیده‌اند که تطابق خوبی بین آنها مشاهده شده است. سپس اثر پارامترهای مختلف از جمله قطر ذرات سوخت پاشش شده، دبی هوای ورودی و جهات چرخش هوای ورودی از مشعل‌های بویلر بر راندمان حرارتی و میزان تولید آلاینده‌های اکسیدهای ازت (ناکس) و دوده بررسی شده است. آرایش مناسبی برای چرخش هوای ورودی از ۹ مشعل نیروگاه با استفاده از شبیه سازی عددی معرفی شده است که باعث افزایش راندمان و عمر بویلر خواهد شد.

**واژه‌های کلیدی** نیروگاه حرارتی، قطر قطرات سوخت، آلاینده، راندمان، جهت چرخش.

**Numerical Simulation of Toos Power Plant Boiler to Improve its Thermal Efficiency**

M. Anbarsooz M. Pasandideh-Fard N. Shaleh

**Abstract** In this study, the boiler of Mashhad Toos power plant is studied numerically in order to investigate the possibility to improve its efficiency and reduce its pollutants emission. In this regard, first the current status of the boiler is simulated and the numerical results are compared with the available experimental data, where a good agreement is observed. Next, the effects of the injected fuel droplets' diameters, air flow rate and the inlet air swirl direction arrangement on the boiler thermal efficiency and pollution emissions are studied. An appropriate arrangement of the inlet air swirl directions for the nine liquid-fueled burners of the boiler is proposed that will lead to a higher boiler thermal efficiency and lifetime.

**Key Words** Power plant, Droplet diameter, Pollutants, Efficiency, Swirl direction

\* تاریخ دریافت مقاله ۹۲/۱۲/۱۶ و تاریخ پذیرش آن ۹۳/۱۱/۸ می باشد.

(۱) نویسنده مسئول، استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه مهندسی فناوری‌های نوین قوچان. Anbarsoouz@qiet.ac.ir

(۲) استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد.

(۳) کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت مدیریت تولید برق مشهد.

## مقدمه

امروزه، شبیه‌سازی عددی به ابزاری مهم در طراحی و تجزیه و تحلیل بویلر و تجهیزات جانبی آن تبدیل شده است. هدف از به‌کارگیری چنین مدل‌های عددی، طراحی بهینه یک بویلر جدید و یا بهینه‌سازی طراحی اجزای یک بویلر در حال بهره‌برداری برای دستیابی به راندمان بالاتر و در عین حال با تولید آلاینده‌های حاصل از احتراق در حد مجاز است.

وجود مقادیر قابل توجه گوگرد و ازت در سوخت مازوت (غلظت گوگرد حدود ۲/۵ تا ۳/۵ درصد و غلظت ازت حدود ۰/۲ تا ۰/۳ درصد) برحسب شرایط احتراق می‌تواند سبب تشکیل و انتشار مقادیر زیاد اکسیدهای گوگرد و ازت گردد. با توجه به بالا بودن نسبت کربن به هیدروژن در سوخت نفت کوره نسبت به سوخت‌های سبک مانند گاز طبیعی، بخش مهم دیگری از آلاینده‌های احتراق ناشی از احتراق ناقص سوخت می‌باشد. مهم‌ترین این آلاینده‌ها مونوکسیدکربن و دوده می‌باشند که انتشار این گونه‌ها علاوه بر اثرات مضر زیست محیطی سبب کاهش راندمان احتراق نیز می‌گردند.

از مهم‌ترین پارامترهای احتراقی مؤثر بر میزان تشکیل و انتشار آلاینده‌های احتراق می‌توان به دما و میزان اختلاط سوخت و هوا اشاره نمود. اختلاط بهتر سوخت و هوا سبب کاهش تشکیل آلاینده‌های کربنی (مونوکسید کربن و دوده)، افزایش دما و راندمان احتراق می‌گردد. از طرفی افزایش دما در نواحی داغ شعله، سبب افزایش چشم‌گیر میزان تشکیل اکسیدهای ازت و گوگرد می‌گردد. از جمله عوامل مهم دیگر در کنترل میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت و گوگرد میزان تابش می‌باشد. با افزایش میزان تابش، دمای ماکزیمم شعله کم می‌شود و در نتیجه میزان تشکیل این آلاینده‌ها کاهش چشم‌گیری می‌یابد. از عوامل مؤثر بر افزایش میزان تابش شعله می‌توان به تشکیل دوده در شعله و احتراق آن قبل از خروج از محفظه احتراق

اشاره نمود.

مشاهده می‌شود میزان تشکیل اکسیدهای ازت و گوگرد، مونوکسید کربن، دوده و راندمان احتراق شدیداً به یکدیگر وابسته‌اند و با تغییر در شرایط احتراق میزان هر یک از آنها تغییر می‌کند. پیچیدگی فرآیند احتراق سوخت‌های هیدروکربنی سنگین و اهمیت تابش و اغتشاشات جریان بر نرخ احتراق و توزیع دما، سبب شده تا برای انتخاب بهینه پارامترهای طراحی از جمله مشخصات سیستم تزریق سوخت، دبی و دمای هوای ورودی و ... نیاز به ابزاری باشد که توانایی اعمال اثر تمامی پارامترهای مذکور را بر احتراق داشته باشد. شبیه‌سازی رایانه‌ای یکی از روش‌های مناسب برای مطالعه فرآیند احتراق است که به‌ویژه اخیراً برای محاسبه آلاینده‌ها بسیار توسعه پیدا کرده و مورد استفاده قرار گرفته است. در ادامه به اختصار، به چند پژوهش انجام شده در حوزه طراحی، تجزیه و تحلیل و بهینه‌سازی نازل‌های سوخت و بویلر اشاره می‌شود.

اولین پژوهش مورد مطالعه، توسط محققان موسسه PSL (Process Simulation LTD) [1] انجام گرفته است. آنان در این مطالعه به شبیه‌سازی بویلر بازیابی عصاره سیاه چوب (Black Liquor) (نوعی زیست توده حاصل از فرآیندهای تولید کاغذ) پرداختند. بویلرهای مذکور همواره با مشکلاتی هم‌چون آلاینده‌های بالا، تنش‌های حرارتی بزرگ و ناپایداری بستر سوخت مواجه بوده‌اند. محققان موسسه مذکور، با شبیه‌سازی بویلر بازیابی و مطالعه پارامترهای عملکردی آن موفق شدند با بهینه‌سازی توزیع جریان در بویلر، آلاینده‌های آن را به میزان قابل توجهی کاهش دهند و بر راندمان آن بیافزایند.

کازین و همکاران [12] به مدلسازی عددی جریان داخلی در نازل‌های با جریان گردشی فشار بالا پرداختند و سه مدل بدون بعد و یک مدل تک‌بعدی را به‌منظور پیش‌بینی عملکرد نازل به‌کار گرفتند. اولین مدل تک‌بعدی، مدل دوماس و لاستر (Domas &

روش‌های ایجاد احتراقی با تولید حداقل آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن را در یک نیروگاه با سوخت زغال-سنگ مورد بررسی قرار دادند. همچنین لیو و همکاران [7] یک بویلر ۶۶۰ مگاواتی متعلق به شرکت فاستر-ویلر (Foster- Wheeler) را از نقطه نظر راندمان و تولید آلاینده‌ها با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار دادند.

در مقاله حاضر با استفاده از شبیه‌سازی عددی به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر راندمان حرارتی و میزان تولید آلاینده‌ها در بویلر نیروگاه توس مشهد پرداخته شده است. بدین منظور مدل سه‌بعدی از هندسه محفظه احتراق بویلر مذکور تولید و شبکه‌بندی شده و معادلات حاکم بر جریان آشفته احتراقی همراه با تابش با استفاده از روش حجم‌های کنترلی (Control volume approach) حل شده‌اند. اعتبارسنجی حل عددی توسط مقایسه نتایج عددی با مقادیر اندازه‌گیری شده در نیروگاه توس انجام شده است که تطابق قابل قبولی در آن مشاهده می‌شود. پس از اطمینان از صحت مدل‌سازی، اثر پارامترهای مختلف از جمله قطر قطرات سوخت پاشش شده، دبی و جهت چرخش هوای ورودی و دمای پیش گرمایش هوا بر راندمان بویلر و همچنین تشکیل آلاینده‌های اکسید نیتروژن و دوده مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

### مشخصات بویلر مورد بررسی

شکل هندسی و ابعاد محفظه بویلر واحد ۱ نیروگاه توس در شکل (۱) نشان داده شده است. این بویلر شامل ۹ مشعل مجهز به نازل‌های پاشش سوخت مایع و گاز می‌باشد که براساس فصول مختلف سال مورد استفاده قرار می‌گیرند. در شکل (۲) ساختمان یکی از این مشعل‌ها نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود هوای ورودی به محفظه احتراق از اطراف نازل‌ها به داخل محفظه وارد می‌شود. جهت اختلاط بهتر هوا و سوخت در مسیر جریان هوا از پره‌های مولد چرخش استفاده شده است.

Laster) نام داشت که براساس آن، جریان، غیر لزج و ساختار ورودی جریان، به صورت مماسی فرض می‌شد. مدل دوم، نمونه بهبودیافته‌ای از مدل اول بود که هرچند برخلاف مدل اول، جریان ورودی را به‌طور کامل مماسی در نظر نمی‌گرفت، لیکن اثر اصطکاک دیواره و ابعاد ورودی نازل هم‌چون زاویه پاشش سوخت را در محاسبات وارد نمی‌کرد. مدل سوم، پسای کلی (Global drag) نام داشت که اثر اصطکاک را نیز در نظر می‌گرفت و بدین ترتیب تطابق قابل قبولی بین نتایج عددی و تجربی پدید می‌آورد. مدل یک‌بعدی نیز به منظور احتساب آثار اصطکاک محلی (ناشی از هر دو مؤلفه سرعت محوری و مماسی) به کار گرفته شد. صحت مدل مذکور به‌طور کامل تأیید شده است و می‌توان از آن به‌عنوان ابزاری برای طراحی نازل‌هایی با جریان گردشی و در فشار بالا استفاده کرد.

چوئی و همکاران [3] با توجه به نیاز کشور کانادا به تبدیل نیروگاه‌های سوخت مایع به نیروگاه‌های گازی، پژوهشی در این زمینه انجام دادند. برای این منظور آن‌ها اقدام به مدل‌سازی عددی بویلری با سوخت مازوت و تبدیل آن به بویلری با سوخت گازی و سپس بهینه‌سازی جریان در داخل بویلر گازی نمودند. هدف نهایی پژوهش مذکور، یافتن شرایط کارکردی بهینه و به حداقل رساندن میزان آلاینده‌ها در بویلر گازی بود. شرکت بایوس (BIOS Co.) نیز یکی از شرکت‌های فعال در زمینه بهینه‌سازی عملکرد بویلرها و کوره‌ها با استفاده از سوخت‌های زیست توده (Biomass) است. این شرکت با استفاده از مدل‌سازی عددی اقدام به بهینه‌سازی تعداد زیادی از کوره‌ها و بویلرهای حرارتی کرده است. چنی و همکاران [5] با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت (Fluent) یک نیروگاه مقیاس کوچک با سوخت زیستی را شبیه‌سازی کردند و کوشیدند این نیروگاه را از نظر راندمان حرارتی و میزان نشر آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن بهینه کنند. ژنگ و همکاران [6] با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت

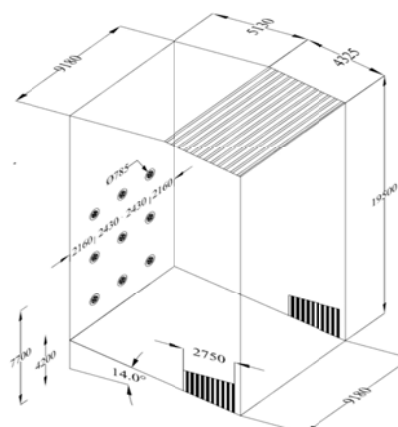
داده‌هایی که در شبیه‌سازی محفظه بویلر فوق در حالت استفاده کامل (توان حداکثر بویلر) از سوخت نفت کوره در شرایط توان خروجی 150 MW مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در جدول (۱) ارائه شده‌اند.

### معادلات حاکم

جریان در داخل کوره‌ها و محفظه‌های احتراق از نوع جریان‌های احتراقی چرخشی و مغشوش می‌باشد. معادلات حاکم بر این جریان‌ها، معادلات پیوستگی، اندازه حرکت، آشفستگی، انرژی، نرخ تولید و از بین رفتن گونه‌های شیمیایی و تابش بوده‌اند که با حل هم‌زمان این معادلات برای هندسه بویلر با شرایط مرزی مشخص، مشخصات جریان احتراقی در محفظه احتراق محاسبه می‌گردند. در احتراق سوخت مایع علاوه بر معادلات فوق، معادلات لاگرانژی مسیر ذرات سوخت و معادلات انرژی برای محاسبه نرخ تبخیر سوخت نیز حل می‌شوند. معادله دیفرانسیل کلی بقا در فاز گازی برای متغیر  $\phi$  به صورت زیر می‌باشد [8]:

$$\begin{aligned} (\rho u_i + \overline{\rho' u_i'}) \frac{\partial \phi_i}{\partial x_i} = & \\ - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \overline{\rho u_j' \phi_j'} + u_j \overline{\rho \phi'} + \overline{\rho u_j' \phi'} \right) & \quad (1) \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi & \end{aligned}$$

که در آن  $u_i$  مولفه‌های متوسط‌گیری شده زمانی سرعت،  $S_\phi$  عبارت چشمه،  $\Gamma_\phi$  ضریب پخش و  $u_j' \phi_j'$  جملات نوسانی آشفستگی هستند که توسط مدل‌های اغتشاشی مدل‌سازی می‌شوند [8]. برای مدل‌سازی اغتشاشات جریان از مدل RNG k- $\epsilon$  و برای مدل‌سازی تابش از مدل Discrete Ordinate استفاده شده است [8]. مدل‌سازی احتراق با استفاده از مدل Species Transport Eddy و برای در نظر گرفتن اثرات آشفستگی بر نرخ واکنش‌های شیمیایی از مدل Eddy Dissipation



شکل ۱ هندسه و ابعاد بویلر مورد مطالعه، (ابعاد به میلی‌متر می‌باشند).



شکل ۲ تصویر نازل پاشش سوخت، کانال ورود هوا و تجهیزات نصب شده در آن

جدول ۱ پارامترهای کارکردی بویلر

مقدار	واحد	شرح داده
140	Kg/s	دبی جرمی هوای ورودی به بویلر
288	°C	دمای هوای ورودی به بویلر
0.125	---	نسبت سرعت محوری به سرعت مماسی در ورودی هوای بویلر
82917	Kg/h	دبی جرمی جریان برگشتی به بویلر از لانگشتروم
370	mmHg	فشار داخل بویلر
37.01	ton/hr	دبی جرمی سوخت مایع
125	°C	دمای سوخت مایع در ورود به نازل
950	kg/m <sup>3</sup>	چگالی سوخت مایع در دمای 35°C

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (4)$$

$$Re = \rho_g d_p \frac{|u_p - \hat{u}|}{\mu_g} \quad (5)$$

رابطه (۴) رابطه ای است که در نرم افزار فلونت از آن برای تعیین ضریب درگ استفاده شده است و در آن  $a_1$  تا  $a_3$  ضرایب ثابتی هستند. نیروی ناشی از جرم مجازی، که نیروی مورد نیاز برای شتاب دادن سیال اطراف ذره می باشد، مطابق رابطه زیر محاسبه می شود:

$$F_x = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d}{dt} (u - u_p) \quad (6)$$

و نیروی ناشی از گرادیان فشار نیز از رابطه زیر به دست می آید [8]:

$$F_x = \left( \frac{\rho}{\rho_p} \right) u_{pi} \frac{\partial u}{\partial x_i} \quad (7)$$

در نرم افزار فلونت طول عمر یک قطره سوخت مایع از زمان پاشش تا زمانی که کاملاً تبخیر شود به سه قسمت تقسیم شده است:

- از زمان تزریق قطره تا زمانی که دمای آن  $(T_p)$  به دمای تبخیری که توسط کاربر مشخص می شود  $(T_{vap})$  می رسد،
  - از زمانی که دمای قطره به دمای تبخیر  $(T_{vap})$  می رسد تا زمانی که دمای آن به دمای جوش  $(T_{bp})$  می رسد،
  - و از زمانی که قطره به دمای جوش رسیده است، تا زمانی که کاملاً تبخیر شود.
- در هر یک از این حالات، معادلات خاصی برای انتقال حرارت و جرم قطره حل می شوند، که در ادامه به آنها اشاره می گردد.
- از زمان تزریق قطره تا زمانی که دمای آن  $(T_p)$  به دمای  $(T_{vap})$  می رسد  $(T_p < T_{vap})$ :
- در این صورت یک معادله انتقال حرارت ساده

استفاده شده است. با توجه به این که در این پژوهش برای حل معادلات حاکم از نرم افزار تجاری فلونت استفاده شده است، از ذکر جزئیات تمامی معادلات حاکم بر مسئله اجتناب شده است و تنها در ادامه معادلات حاکم بر فاز مایع بیان شده است.

پیش بینی سرعت ذرات سوخت و یافتن مسیر آنها، بسیار با اهمیت است. رفتار این ذرات به وسیله موقعیت، جرم، دما، سرعت اولیه و سپس با بالانس نیروهای خارجی از قبیل نیروهای وارد از طرف سیال، قابل ارزیابی است. اینرسی هر قطره نیز با توجه به اندازه آن، معلوم می باشد. مسیر حرکت قطره مایع در داخل بویلر را نیز می توان با حل کردن روابط حرکت قطره، تعیین نمود. معادلات اندازه حرکت ذرات مایع با استفاده از موازنه نیروهای خارجی وارد بر قطره به دست می آیند.

با موازنه نیروها در جهت فرضی  $x$  در دستگاه مختصات کارتزین و پس از انجام برخی عملیات جبری، معادله حرکت قطره در این جهت، به صورت زیر خواهد شد [8].

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (2)$$

که در آن،  $\hat{u}$  سرعت محوری گاز،  $\rho_p$  چگالی قطره،  $\rho$  چگالی سیال اطراف قطره،  $F_x$  مجموع نیروهای ناشی از جرم مجازی و گرادیان فشار و  $u_p$  سرعت محوری قطره سوخت می باشد.  $F_D$  از رابطه زیر تعیین می شود:

$$F_D = \frac{18\mu_g C_D Re}{24\rho_p d_p^2} \quad (3)$$

در این رابطه،  $\mu_g$  لزجت گاز و  $d_p$  قطر قطره است.  $Re$  و  $C_D$  نیز به ترتیب ضریب درگ و عدد رینولدز محلی هستند و از روابط زیر به دست می آیند [5]:

$$m_1 C_{p,l} \frac{dT_1}{dt} = hA_p (T_\infty - T_1) + \varepsilon A_p \sigma (T_r^4 - T_1^4) + \frac{dm_1}{dt} h_{fg} \quad (12)$$

که در آن  $h_{fg}$  گرمای نهان تبخیر سوخت است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی قطره با توجه به رابطه ارائه‌شده برای انتقال حرارت از کره، به صورت زیر تعیین می‌شود [8]:

$$Nu = \frac{hD}{k_g} = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (13)$$

که در آن،  $Pr$  عدد پراوتل محیط گازی می‌باشد. مشابه با ضریب انتقال حرارت، ضریب انتقال جرم برای قطره از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Sh = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (14)$$

که در آن  $D_{i,m}$  ضریب پخش بخار سوخت در بالک سیال،  $Sh$  عدد اشمیت و  $d_p$  قطر قطره سوخت است.

- زمانی که قطره به دمای جوش برسد: زمانی که دمای قطره سوخت به دمای جوش خود برسد، معادله نرخ تبخیر به شکل زیر اعمال می‌شود [8]:

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_l c_{p,\infty} d_p} (1 + 0.23 \sqrt{Re_d}) \ln \left[ 1 + \frac{c_{p,\infty} (T_\infty - T_p)}{h_{fg}} \right] \quad (15)$$

در این رابطه،  $c_{p,\infty}$  ظرفیت گرمایی فاز پیوسته،  $\rho_l$  چگالی قطره سوخت و  $k_\infty$  ضریب هدایت فاز پیوسته می‌باشند. با توجه به این که در جوشش دمای قطره ثابت باقی می‌ماند، با توجه به رابطه (۱۲) داریم:

$$-\frac{dm_1}{dt} h_{fg} = hA_p (T_\infty - T_1) + \varepsilon A_p \sigma (T_r^4 - T_1^4) \quad (16)$$

برای تعیین دمای گذرای قطره بر مبنای نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی و تابشی حل می‌شود که عبارتست از:

$$m_1 C_{p,l} \frac{dT_1}{dt} = hA_p (T_\infty - T_1) + \varepsilon A_p \sigma (T_r^4 - T_1^4) \quad (8)$$

که در آن  $T_1$  دمای قطره،  $A_p$  سطح قطره،  $T_\infty$  دمای محلی فاز پیوسته،  $h$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی،  $\varepsilon$  گسیلمندی قطره ثابت استفان بولتزمن،  $T_r$  دمای تابش و  $C_{p,l}$  و  $m_1$  نیز به ترتیب گرمای ویژه و جرم قطره هستند. دمای تابش از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$T_r = \left( \frac{G}{4\sigma} \right)^{1/4} \quad (9)$$

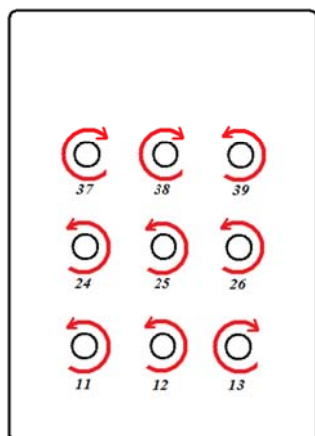
که در آن  $G$  تابش برخوردکننده به قطره سوخت است که با انتگرال‌گیری از شدت تابش  $I$  مطابق با رابطه زیر به دست می‌آید:

$$I = \int_{\Omega=4\pi} I d\Omega \quad (10)$$

- از زمانی که دمای قطره به دمای تبخیر می‌رسد تا زمانی که دمای آن به دمای جوش ( $T_{bp}$ ) می‌رسد: از این لحظه قطره شروع به تبخیر شدن می‌کند و نرخ تبخیر بر مبنای اختلاف غلظت بخار در سطح قطره و در بالک گاز مطابق با رابطه زیر به دست می‌آید:

$$N_i = k_c (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (11)$$

که در آن  $N_i$  شار مولی بخار سوخت،  $k_c$  ضریب انتقال جرم،  $C_{i,s}$  غلظت بخار سوخت روی سطح قطره و  $C_{i,\infty}$  غلظت بخار در بالک سیال می‌باشند. غلظت بخار روی سطح قطره با توجه به این فرض محاسبه می‌شود که فشار جزئی بخار سوخت روی سطح قطره برابر با فشار اشباع بخار سوخت در دمای قطره است. در نهایت دمای قطره با استفاده از رابطه زیر به روز می‌شود:



شکل ۴ آرایش جهت چرخش هوای ورودی به بویلر با توجه به شماره مشعل (رقم اول ردیف قرارگیری مشعل و رقم دوم شماره مشعل به ترتیب از گوشه پایین سمت چپ را نشان می‌دهد)

### مدل‌سازی تشکیل آلاینده‌ها

آلاینده‌هایی که اغلب در نیروگاه‌های حرارتی مورد توجه هستند و در این پژوهش مورد مطالعه قرار گرفته‌اند، دوده و اکسیدهای نیتروژن می‌باشند. فرآیند تشکیل و رشد دوده در جریان‌های آشفته احتراقی از پیچیدگی بسیاری برخوردار است. استیلن در اثر واکنش‌های مختلف شیمیایی در هنگام احتراق هیدروکربن‌ها تشکیل می‌گردد و باعث تولید حلقه‌های بنزن اشباع شده می‌شود. حلقه‌های بنزن با یکدیگر ترکیب می‌شوند و تولید حلقه‌های بزرگ‌تری می‌کنند که هیدروکربن‌های حلقوی و چندحلقه‌ای نامیده می‌شوند. رشد هیدروکربن‌های حلقوی و چندحلقه‌ای سبب تشکیل ذرات جامد در فاز گاز می‌شود که به آن‌ها، هسته دوده گفته می‌شود. با توجه به پیچیدگی فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی حاکم بر این پدیده، محاسبه میزان تشکیل دوده در فرآیند احتراق با استفاده از مدل‌های نیمه تجربی انجام می‌شود. در این تحقیق از مدل دو مرحله‌ای تسنر [9] برای مدل‌سازی نرخ هسته‌زایی و تشکیل دوده استفاده شده است.

فرآیند تشکیل اکسیدهای نیتروژن (ناکس) نیز مانند دوده بسیار پیچیده می‌باشد. به‌طور عمده سه

بنابراین با توجه به رابطه (۱۵) خواهیم داشت:

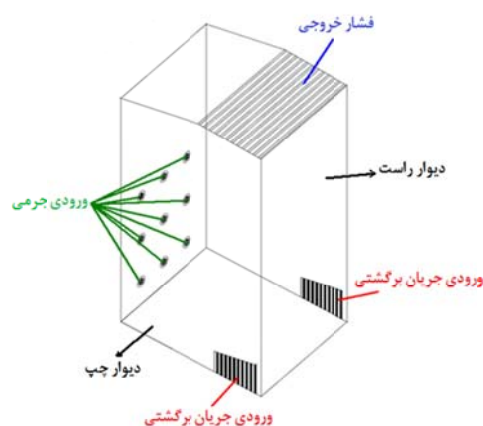
$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{2}{\rho_l h_{fg}} \left[ \frac{k_{\infty} Nu (T_{\infty} - T_p)}{d_p} + \varepsilon \sigma (T_r^4 - T_p^4) \right] \quad (17)$$

که در آن  $Nu$  عدد ناسلت است که با استفاده از رابطه (۱۳) قابل محاسبه است. با جای‌گذاری مقادیر مربوط در این رابطه و ساده‌سازی رابطه نرخ تغییر قطر قطره سوخت به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{2}{\rho_l h_{fg}} \left[ \frac{2k_{\infty} (1 + 0.23 \sqrt{Re_d})}{d_p} (T_{\infty} - T_p) + \varepsilon \sigma (T_r^4 - T_p^4) \right] \quad (18)$$

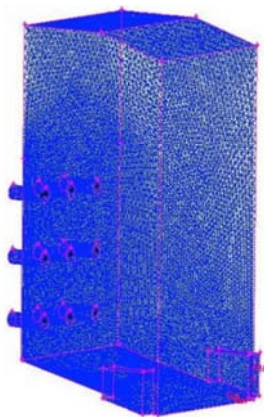
### شرایط مرزی و روش حل عددی

شرایط مرزی اعمال شده برای حل در شکل (۳) آورده شده است. مقادیر سرعت‌ها و دماها براساس اطلاعات جدول (۱) برای هر مشعل محاسبه و اعمال شده‌اند. جهت چرخش هوای هر یک از مشعل‌ها در شکل (۴) نشان داده شده است. هم‌چنین شرایط مرزی دیواره بویلر با توجه به جریان دو فازی بخار-مایع داخل لوله‌های بویلر، دما ثابت فرض شده است. برای حل عددی معادلات حاکم از روش حجم‌های محدود با استفاده از نرم‌افزار فلونت استفاده شده است. شبیه‌سازی‌ها در حالت پایا و با استفاده از حل‌گر فشار-مبنا انجام شده‌اند.

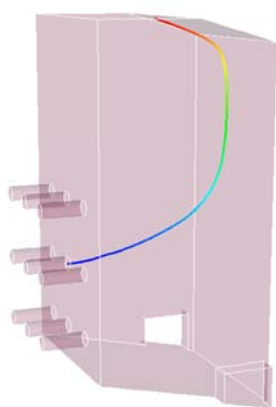


شکل ۳ شرایط مرزی مورد استفاده در حل عددی.

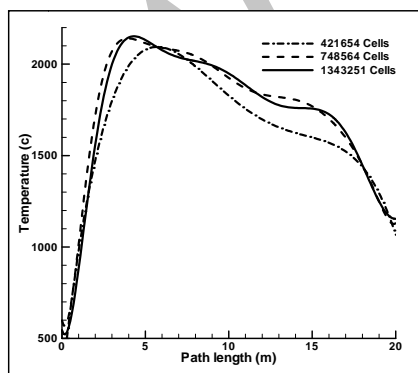
برابر با ۵۵ میکرون می‌باشد. کلیه قطرهای متوسط ذکر شده در این مقاله، مقادیر SMD می‌باشند.



شکل ۵ شبکه‌بندی محیط حل



(الف)



(ب)

شکل ۶ بررسی اثر استقلال نتایج از شبکه، (الف) خط جریان تولید شده از مشعل میانی، (ب) توزیع دما روی خط جریان ایجاد شده

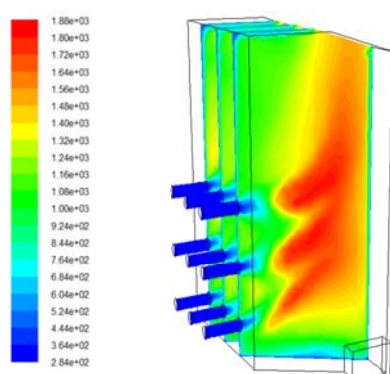
مکانیزم برای تولید ناکس در احتراق مطرح می‌باشند [10] که عبارتند از مکانیزم گرمایی زلدوویچ [8]، مکانیزم سوختی [8] و مکانیزم فوری [8]. مکانیزم گرمایی مهم‌ترین مکانیزمی است که تاکنون شناخته شده است و وابستگی شدیدی به دما دارد. به همین دلیل با توجه به افزایش دمای شعله با افزایش تعداد کربن‌های موجود در زنجیره سوخت، فرآیند تشکیل ناکس از اهمیت بیشتری برخوردار است. ناکس سوختی، هنگامی که کسر جرمی نیتروژن در سوخت بیش از ۰/۱ درصد باشد، به وسیله اکسیداسیون ترکیبات نیتروژن‌دار سوخت در ناحیه شعله تشکیل می‌شود و مقدار آن قابل توجه خواهد بود. با توجه به درصد بالای نیتروژن موجود در سوخت مازوت (حدود ۰/۲۶ درصد) مقادیر این آلاینده نیز قابل توجه است. در مکانیزم ناکس فوری که در سال ۱۹۷۱ توسط فینمور مطرح گردیده است، در اثر برخورد بین مولکول‌های نیتروژن و رادیکال‌های هیدروکربن اکسیدهای نیتروژن تولید می‌گردد. تشکیل این اکسید اساساً به غلظت رادیکال در ناحیه اول شعله وابسته است و سهم آن در حالت احتراق با اکسیژن اضافی ناچیز است. در مخلوط‌های غنی از سوخت با وجود دماهای پایین، سهم ناکس فوری ممکن است به ۲۵ درصد کل ناکس برسد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده در این پژوهش هر سه نوع مکانیزم برای تولید اکسیدهای نیتروژن در نظر گرفته شده‌اند و مقادیر گزارش برابر با مجموع مقادیر هر سه مکانیزم می‌باشند.

## نتایج

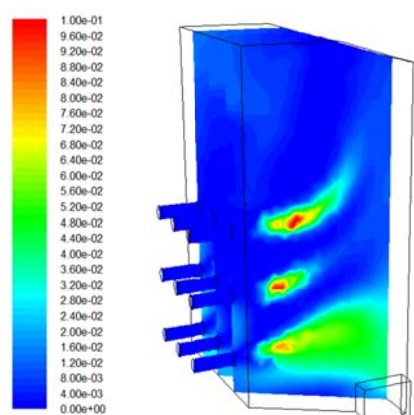
شبیه‌سازی وضعیت فعلی نیروگاه. ابتدا به منظور بررسی صحت و میزان دقت مدل‌سازی عددی، شرایط موجود در وضعیت فعلی نیروگاه شبیه‌سازی شده‌اند و نتایج عددی با نتایج تجربی موجود مقایسه گردیده‌اند. قطر متوسط ساتر (Sauter Mean Diameter (SMD)) [11] قطرات سوخت پاشش شده در وضعیت فعلی نیروگاه



است و حداکثر غلظت بخار سوخت در مقاطع میانی بویلر دیده می‌شود. هم‌چنین اکسیژن پس از ورود به بویلر سریعاً مصرف شده و بیشترین مقدار را در دهانه ورودی هوا دارد.



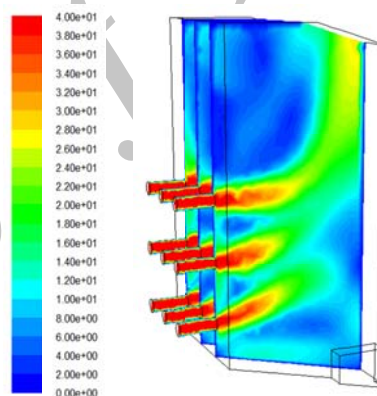
شکل ۸ توزیع دما درون بویلر (درجه کلونین)



شکل ۹ توزیع کسر جرمی بخار سوخت در مقاطع مختلف بویلر

به‌منظور بررسی دقت نتایج عددی، غلظت دی‌اکسید کربن خشک، متوسط دمای محصولات احتراق و غلظت آلاینده ناکس در خروجی بویلر در جدول (۲) با نتایج اندازه‌گیری‌های تجربی در نیروگاه توس مقایسه شده است که تطابق قابل‌قبولی بین آنها مشاهده می‌شود. بیشترین خطا مربوط به دمای خروجی بویلر می‌باشد که می‌تواند به دلیل در نظر گرفتن واکنش یک‌مرحله‌ای احتراق و هم‌چنین اثرات انتقال حرارت تابشی ناشی از وجود دوده در محصولات احتراق باشد. هم‌چنین اصلاح توزیع دمای دیواره بویلر

در شکل (۵) شبکه محاسباتی تولید شده نشان داده شده است. در بهترین شبکه محاسباتی که پس از انجام مطالعه استقلال از شبکه حاصل گردید، محیط حل (محیط داخل بویلر) به ۷۴۸۵۶۴ سلول چهاروجهی تقسیم شده است که شبکه در نقاط نزدیک به مشعل‌ها ریز شده است. به‌منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه، توزیع دما روی خط جریانی که از مشعل میانی ایجاد شده است به ازای سه شبکه مختلف در شکل (۶) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش تعداد سلول‌های محاسباتی از ۷۴۸۵۶۴ به ۱۳۴۳۲۵۱ (نزدیک به دو برابر) تغییرات قابل‌توجهی را در توزیع دما ایجاد نکرده است.

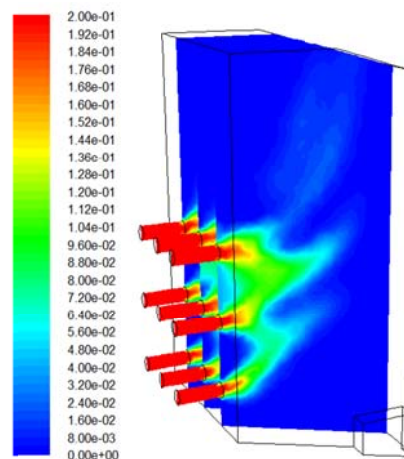


شکل ۷ توزیع سرعت درون بویلر (متر بر ثانیه)

در شکل (۷) توزیع سرعت جریان در مقاطع مختلف بویلر نشان داده شده است. بیشترین سرعت جریان در دهانه‌های ورودی مشعل‌ها افتاده است که پس از ورود به بویلر تحت تأثیر نیروهای شناوری به سمت خروجی بویلر حرکت می‌کند. توزیع دما، بخار سوخت و اکسیژن در مقاطع مختلف بویلر برای شرایط کارکرد فعلی نیروگاه در شکل‌های (۱۰-۸) نشان داده شده‌اند. مشاهده می‌شود که به دلیل استفاده از سوخت سنگین (که دارای زمان تبخیر طولانی‌تری نسبت به سوخت‌های گازی هستند) دمای ماکزیمم شعله در نواحی دورتری از نقطه پاشش اتفاق افتاده

با افزایش قطر ذرات سوخت، راندمان حرارتی کاهش چشم‌گیری می‌یابد. هم‌چنین به دلیل زمان طولانی‌تر تبخیر قطرات با افزایش قطر، بخار سوخت در ناحیه وسیع‌تری داخل بویلر پخش می‌شود و همان‌طور که شکل (۱۲) نشان می‌دهد، دمای ماکزیمم محفظه احتراق کاهش می‌یابد. بدیهی است که این کاهش دمای ماکزیمم به مقدار قابل توجهی میزان تشکیل  $NO_x$  حرارتی را کاهش می‌دهد (شکل ۱۳). از طرفی همان‌طور که شکل (۱۴) نشان می‌دهد به دلیل کاهش میزان اختلاط هوا با افزایش قطر، میزان خروجی بویلر افزایش یافته است. هم‌چنین میزان انتقال حرارت به دیواره بویلر نیز با افزایش قطر ذرات سوخت کاهش می‌یابد که این سبب کاهش راندمان انتقال حرارت داخل بویلر می‌گردد.

می‌تواند سبب افزایش دقت در دمای خروجی گردد.

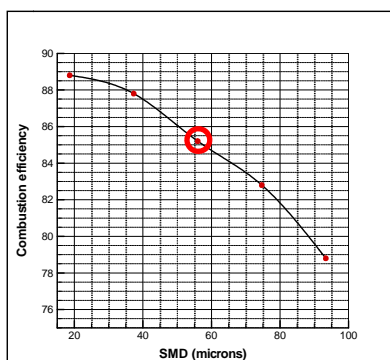


شکل ۱۰ توزیع کسر جرمی اکسیژن در مقاطع مختلف بویلر

جدول ۲ مقایسه نتایج حل عددی با نتایج تجربی

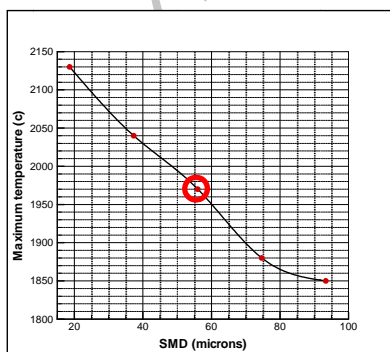
موجود در نیروگاه

درصد خطا	مقدار عددی	مقدار تجربی	کمیت
۲/۱	۱۴/۸۱	۱۴/۵	درصد حجمی دی‌اکسید کربن
۰/۷	۸۴/۶۹	۸۵/۳	راندمان حرارتی بویلر
۹/۹	۱۴۱۰	۱۲۸۳	دمای محصولات احتراق (کلوین)
۵/۲	۴۰۶	۳۸۶	ناکس (ppm)



شکل ۱۱ اثر قطر قطرات پاشش شده بر راندمان

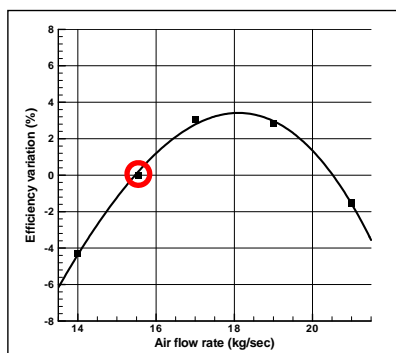
حرارتی بویلر



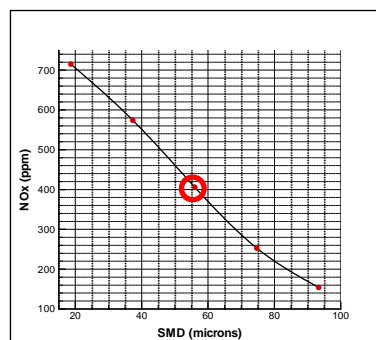
شکل ۱۲ اثر قطر قطرات پاشش شده بر دمای

حداکثر محفظه احتراق

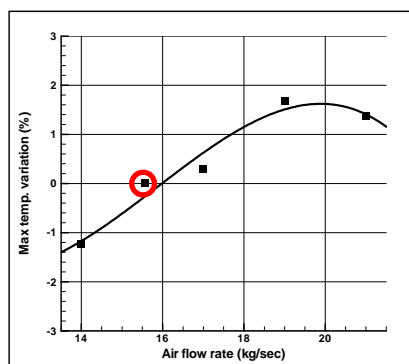
**بررسی راهکارهای افزایش راندمان.** در این پژوهش اثر قطر قطرات سوخت، دبی هوای ورودی و جهت چرخش هوای ورودی بر روی راندمان و میزان آلاینده‌های بویلر مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل (۱۱) اثر قطر متوسط ذرات سوخت پاشش شده بر راندمان حرارتی بویلر نشان داده شده است. وضعیت فعلی نیروگاه با استفاده از دایره روی شکل متمایز شده است. راندمان حرارتی به صورت نسبت کل حرارت آزاد شده (مجموع شار دیواره‌های بویلر و شار خروجی دودکش) به کل ارزش حرارتی سوخت پاشش شده، در نظر گرفته شده است. مشاهده می‌شود



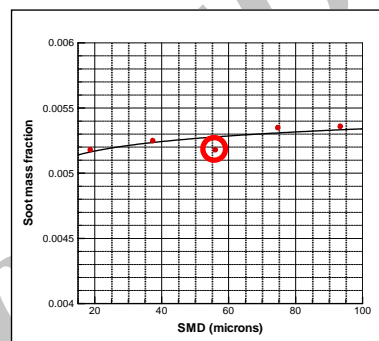
شکل ۱۵ اثر دبی هوای ورودی بر تغییر راندمان حرارتی بویلر نسبت به حالت پایه



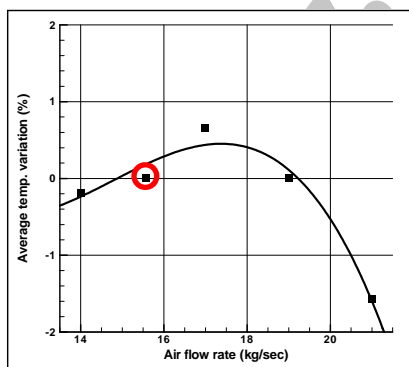
شکل ۱۳ اثر قطر قطرات پاشش شده بر میزان ناکس حرارتی در خروجی بویلر



شکل ۱۶ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر دمای حداکثر بویلر نسبت به حالت پایه



شکل ۱۴ اثر قطر قطرات پاشش شده بر متوسط کسر جرمی دوده در خروجی بویلر



شکل ۱۷ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر دمای متوسط بویلر نسبت به حالت پایه

شکل (۱۵) اثر دبی هوای ورودی را بر درصد تغییر راندمان حرارتی نسبت به حالت پایه نشان می‌دهد. وضعیت فعلی نیروگاه با استفاده از دایره روی شکل متمایز شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود،

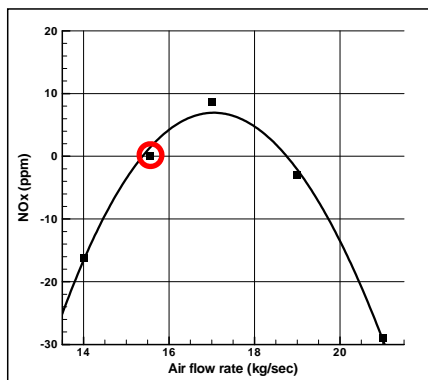
از جمله پارامترهای مهم و تأثیرگذار بر دمای احتراق، میزان هوای اضافه است. در فرآیند احتراق سوخت‌ها برای اطمینان از اختلاط سوخت و هوا به هوای اضافی (بیشتر از مقدار استوکیومتریک) نیاز است. هر چه مولکول سوخت سنگین‌تر و از حالت گازی به حالت جامد نزدیک شود، برای افزایش اختلاط سوخت و هوا مقدار هوای اضافی مورد نیاز، بیشتر خواهد بود. در شکل‌های (۱۵-۱۷) اثر دبی هوای ورودی بر دمای ماکزیمم شعله و میزان آلاینده‌های ناکس و دوده نشان داده شده است. به‌منظور نمایش بهتر میزان تغییرات پارامترهای مختلف، محور عمودی نمودارها با استفاده از رابطه زیر بدون بعد شده‌اند:

محور عمودی

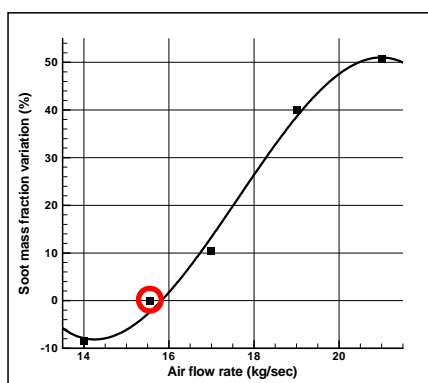
$$(19) \quad \frac{\text{مقدار پارامتر در حالت پایه} - \text{مقدار جدید پارامتر}}{\text{مقدار پارامتر در حالت پایه}} \times 100$$

\* 100

افزایش دبی هوای ورودی کاهش می‌یابد.



شکل ۱۸ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر میزان ناکس در خروجی بویلر نسبت به حالت پایه



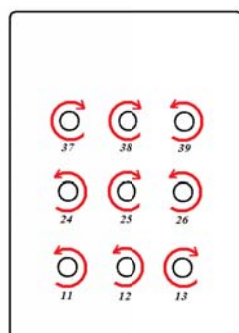
شکل ۱۹ اثر دبی هوای ورودی بر درصد تغییر کسر جرمی دوده در خروجی بویلر نسبت به حالت پایه

افزایش هم‌زمان دمای حداکثر و دمای میانگین محفظه احتراق، افزایش ناکس تولیدی را به همراه خواهد داشت. در شکل (۱۸) درصد تغییر میزان ناکس خروجی بویلر نسبت به حالت پایه برحسب میزان دبی هوای ورودی رسم شده است. افزایش دمای حداکثر و میانگین محفظه احتراق با افزایش میزان ناکس تولیدی همراه خواهد بود، اما از طرفی افزایش دبی هوا باعث کاهش کسر جرمی ناکس در خروجی بویلر می‌شود. به همین علت همان‌طور که مشاهده می‌شود مقدار ناکس تولیدی تا دبی ۱۷ کیلوگرم بر ثانیه روند صعودی دارد و از آنجا به بعد روند نزولی دارد.

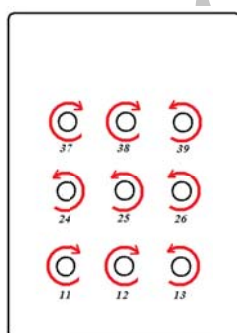
راندمان حرارتی برای دبی هوای ورودی ۱۷ کیلوگرم بر ثانیه حدود  $1/3$  درصد نسبت به حالت پایه فعلی افزایش یافته است. در وضعیت فعلی، دبی هوای ورودی محفظه احتراق بویلر از مقدار استوکیومتری آن کمتر است، در حالی که برای سوخت‌های سنگین، مقداری بیشتر از مقدار استوکیومتری پیشنهاد می‌شود. به همین دلیل است که افزایش دبی هوای ورودی، تغییر قابل توجهی در راندمان بویلر ایجاد کرده است. به دلیل اختلاط بهتر سوخت و هوا، دمای حداکثر محفظه احتراق با افزایش دبی هوای ورودی افزایش پیدا می‌کند، اما با افزایش هوای احتراق به بیش از مقدار مورد نیاز برای اختلاط سوخت و هوا، بخشی از هوا که در واکنش احتراق شرکت نمی‌کند، با جذب انرژی گرمایی از شعله و خروج از محفظه احتراق باعث کاهش دمای ماکزیم شعله خواهد شد. در شکل (۱۶) درصد تغییرات دمای حداکثر محفظه احتراق در دبی هوای جدید نسبت به دمای حداکثر محفظه در وضعیت فعلی بویلر رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش دبی هوای ورودی به دلیل حضور مقدار کافی اکسیژن در محفظه احتراق و اختلاط بهتر سوخت و هوا، دمای حداکثر محفظه احتراق افزایش پیدا می‌کند، اما واضح است که این مطلب در مورد دمای میانگین محفظه صادق نخواهد بود، زیرا گرم شدن هوای اضافی وارد شده به محفظه احتراق قسمتی از انرژی حاصل از احتراق را مصرف خواهد کرد. البته روند صعودی افزایش دمای حداکثر محفظه احتراق با افزایش دبی هوای ورودی تا دبی ۱۹ کیلوگرم بر ثانیه ادامه دارد و از آنجا به بعد به دلیل حجم زیاد هوای اضافی وارد شده به محفظه دمای حداکثر به تدریج کاهش پیدا می‌کند. در شکل (۱۷) اثر دبی هوای ورودی بر تغییرات دمای میانگین نسبت به دمای میانگین در وضعیت فعلی بویلر نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود از دبی هوای ۱۷ کیلوگرم به بعد، دمای میانگین محفظه احتراق با

صنعتی می‌باشد. در اکثر سیستم‌های احتراقی از چرخش هوا برای این منظور استفاده می‌شود. در بویلر نیروگاه توس نیز هوای ورودی هر یک از مشعل‌ها با چرخش وارد محفظه احتراق می‌شود. در حال حاضر جهات چرخش هوای ورودی از اطراف نه عدد مشعل به بویلر نیروگاه مطابق با شکل (۴) می‌باشد. آرایش جهات چرخش هوای ورودی می‌تواند بر اختلاط هرچه بهتر سوخت و هوا مؤثر باشد. آرایش‌های متفاوتی می‌تواند برای این جهات مورد استفاده قرار گیرند. در این پژوهش شش حالت مختلف دیگر که احتمال اختلاط بهتر سوخت و هوا از آن‌ها مورد انتظار بود، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به جز وضعیت فعلی نیروگاه، شش آرایش دیگر نیز شبیه‌سازی شده‌اند که در شکل (۲۰) نشان داده شده‌اند.

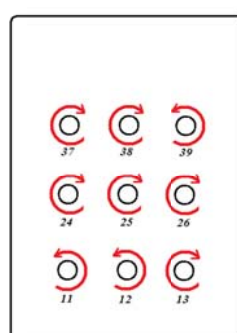
با افزایش دبی و در نتیجه افزایش دمای ماکزیمم شعله (و تجزیه سوخت ورودی) میزان تشکیل دوده در شعله افزایش می‌یابد. از طرفی دمای بالای محفظه احتراق سبب احتراق دوده و کاهش آن در خروجی می‌گردد. هم‌چنین هوای اضافه بیشتر سبب اختلاط بهتر سوخت و هوا و کاهش میزان دوده می‌گردد. در شکل (۱۹) میزان تغییرات متوسط کسر جرمی دوده خروجی از بویلر با افزایش دبی هوای ورودی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نقطه حداکثر دوده با حداکثر ناکس تطابق ندارد و تا حدود ۲۱ کیلوگرم بر ثانیه دوده در خروجی بویلر با افزایش دبی هوا افزایش می‌یابد، اما افزایش بیشتر دبی هوا باعث کاهش میزان دوده در خروجی می‌شود. دستیابی به اختلاط هرچه کامل‌تر سوخت و هوا یکی از مسائل مهم در احتراق در بسیاری از کاربردهای



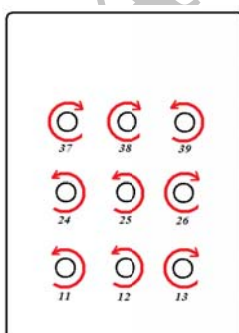
حالت (۳) جهت چرخش مشعل ۲۵ عوض شده است



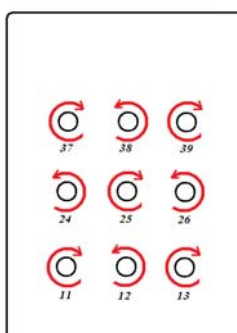
حالت (۲) جهت چرخش مشعل‌های ۱۱، ۱۲ و ۱۳ عوض شده است



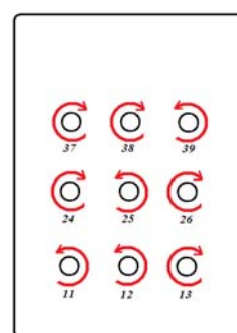
حالت (۱) جهت چرخش مشعل‌های ۲۴، ۲۵ و ۲۶ عوض شده است



حالت (۶) جهت چرخش مشعل ۲۶ عوض شده است



حالت (۵) جهت چرخش مشعل‌های ۱۱، ۲۵، ۳۸ و ۳۹ عوض شده است



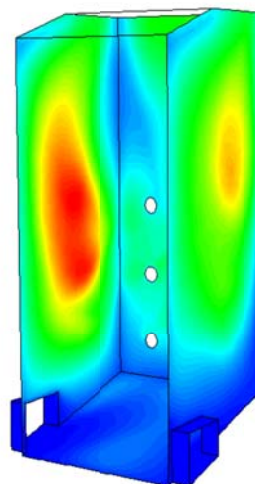
حالت (۴) جهت چرخش مشعل‌های ۲۴ و ۲۶ عوض شده است

شکل ۲۰ آرایش‌های مختلف جهات هوای ورودی شبیه‌سازی شده

به بویلر نشان داده شده است. در زیر هر شکل، مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت روی دیواره‌های راست و چپ و مقدار متوسط آن روی کل دیواره‌ها، هم‌چنین مقدار حداکثر این ضریب روی دیواره‌های راست و چپ ارائه شده است. مقدار تغییر راندمان مربوط به هر آرایش نیز در زیر شکل مربوط نوشته شده است. مقادیر نشان داده شده در پراکنش‌ها به ترتیب از راست به چپ مربوط به دیواره‌های راست و چپ می‌شوند. حالت ۲ به دلیل از بین بردن یکنواختی احتراق درون محفظه بویلر (با توجه به اختلاف شدید مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت روی دیواره‌های راست و چپ) فاقد ارزش می‌باشد. آرایش‌های ۳، ۵ و ۶ باعث کاهش راندمان حرارتی بویلر شده‌اند. حالات ۱ و ۴ علاوه بر عدم کاهش راندمان، باعث یکنواخت تر شدن احتراق شده‌اند.

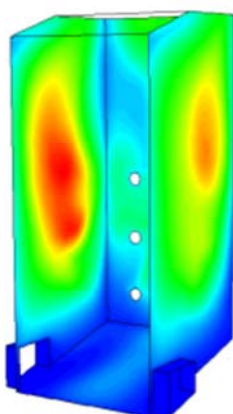
در شکل (۲۳) اثر آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی بر درصد تغییرات ناکس خروجی بویلر نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، از بین حالت‌های ۱ و ۴ که کاهش راندمان به‌همراه نداشتند، در حالت ۴ میزان تولید ناکس اندکی افزایش یافته است. بنابراین آرایش شماره ۱ را می‌توان به‌عنوان آرایش مناسب برای چیدمان چرخش هوای ورودی به بویلر پیشنهاد کرد، زیرا علاوه بر این‌که میزان تولید آلاینده‌ها را تغییر نمی‌دهد و راندمان را بهبود می‌بخشد، شعله را در وسط محفظه احتراق بویلر حفظ می‌کند و از ایجاد شدن آسیب‌های حرارتی به جدار یک طرف بویلر جلوگیری می‌کند. در حال حاضر در بازدیدهای دوره‌ای از بویلر در نیروگاه، جدار سمت چپ بیشتر دچار مشکل می‌شود که به دلیل بیشتر بودن ضریب انتقال حرارت این جدار می‌باشد (شکل ۲۱). بنابراین با اصلاح جهات چرخش هوای ورودی می‌توان به عمر بویلر نیز افزود.

به‌منظور انتخاب آرایش مناسب چرخش هوای ورودی، به پارامترهای راندمان حرارتی، ضریب انتقال حرارت دیواره‌ها و یکنواخت بودن این ضریب بر روی دیواره‌ها (مخصوصاً دیواره‌های سمت راست و چپ مشعل‌ها) توجه شده است. در شکل (۲۱) توزیع ضریب انتقال حرارت دیواره بویلر در حالت پایه (آرایش جهات چرخش هوای ورودی در وضعیت فعلی نیروگاه) نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، ضریب انتقال حرارت روی جدار سمت چپ بیشتر از جدار سمت راست است. در صورتی‌که به آرایش جهات چرخش توجه شود، ملاحظه می‌شود که از ۹ مشعل موجود، ۶ مشعل دارای جهت یکسان پادساعتگرد هستند و جریان را به سمت چپ متمایل می‌کنند. در این شکل متوسط ضریب انتقال حرارت دیواره‌های راست و چپ (به ترتیب ۳۵۰ و ۴۵۳) حداکثر ضریب انتقال حرارت دیواره‌های راست و چپ (به ترتیب ۱۰۶۰ و ۱۳۳۹) و متوسط ضریب انتقال حرارت کل دیواره‌ها ۳۱۵ می‌باشد.



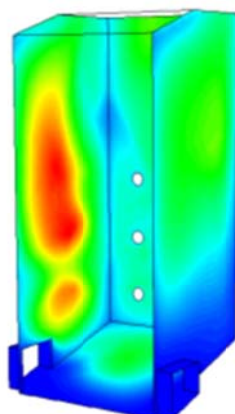
شکل ۲۱ ضریب انتقال حرارت ( $W/m^2K$ ) دیواره‌های بویلر در حالت پایه.

در شکل (۲۲) توزیع ضریب انتقال حرارت جدار بویلر به‌ازای آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی



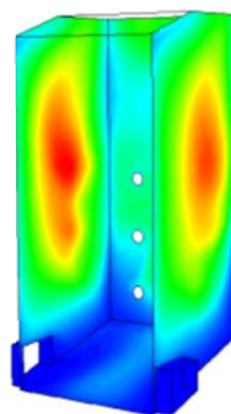
حالت ۳

متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۳۷۲ و ۴۲۳)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۱۰۶۹ و ۱۲۵۸)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۱۰  
درصد تغییر راندمان = -۱/۵



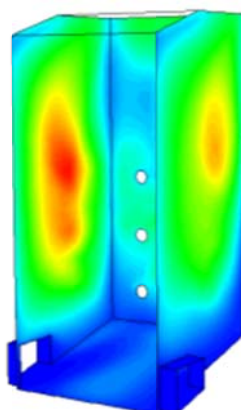
حالت ۲

متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۲۸۴ و ۴۷۹)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۷۷۱ و ۱۳۵۶)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۲۶  
درصد تغییر راندمان = +۲/۴



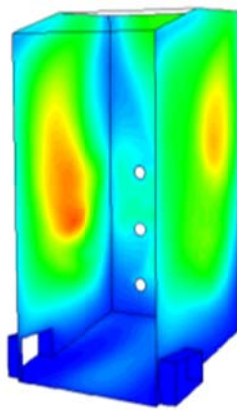
حالت ۱

متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۳۹۰ و ۴۱۱)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۱۱۲۴ و ۱۲۲۶)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۱۶  
درصد تغییر راندمان = +۰/۱



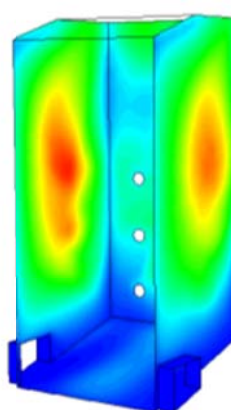
حالت ۶

متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۳۶۰ و ۴۳۲)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۱۰۷۰ و ۱۳۱۲)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۱۴  
درصد تغییر راندمان = -۰/۳



حالت ۵

متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۳۷۲ و ۴۰۸)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۱۰۹۱ و ۱۲۳۶)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۱۴  
درصد تغییر راندمان = -۰/۳



حالت ۴

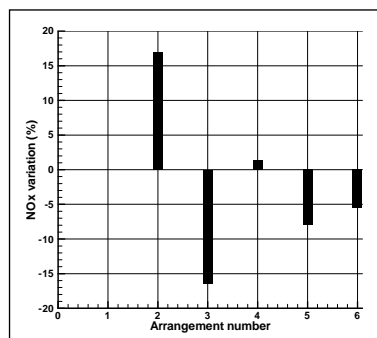
متوسط ضریب انتقال حرارت دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۳۸۱ و ۴۲۳)  
حداکثر این ضریب روی دیوارهای راست و چپ (به ترتیب ۱۱۵۲ و ۱۲۷۷)  
متوسط کل دیواره‌ها = ۳۱۸  
درصد تغییر راندمان = +۰/۶

شکل ۲۲ توزیع ضریب انتقال حرارت ( $W/m^2K$ ) روی جدار بویلر در آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی

کیلوگرم بر ثانیه برای هر مشعل، می‌تواند باعث افزایش راندمان بویلر تا ۲ درصد شود. اما افزایش دبی هوای ورودی به این مقدار، افزایش ۱۲ درصدی ناکس و ۲۲ درصدی دوده تشکیل شده را به همراه خواهد داشت. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، آرایشی مناسب برای جهات چرخش هوای ورودی هر یک از ۹ مشعل نیروگاه پیشنهاد گردید. آرایش پیشنهاد شده، علاوه بر افزایش راندمان، باعث عمر بیشتر بویلر خواهد شد. هم‌چنین این آرایش باعث افزایش آلاینده‌های بویلر نخواهد شد. به‌منظور بررسی صحت شبیه‌سازی‌های عددی از مقایسه نتایج عددی با اندازه‌گیری‌های تجربی انجام‌شده در نیروگاه در وضعیت فعلی استفاده شد که تطابق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و آزمایشگاهی مشاهده گردید.

### تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از دفتر تحقیقات و کنترل کیفیت تجهیزات شرکت برق منطقه‌ای خراسان و هم‌چنین مدیریت و پرسنل محترم نیروگاه توس به‌دلیل همکاری‌های صمیمانه در انجام این پروژه پژوهشی تشکر و قدردانی می‌نمایند.



شکل ۲۳ میزان تغییرات ناکس خروجی بویلر نسبت به وضعیت فعلی بویلر در آرایش‌های مختلف چرخش هوای ورودی

### بحث و نتیجه‌گیری

در این مقاله بویلر نیروگاه توس مشهود به‌منظور امکان‌سنجی افزایش راندمان و کاهش آلاینده‌های ناکس و دوده، با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار گرفت. پارامترهایی که اثر آن‌ها بررسی شده است عبارتند از قطر قطرات سوخت پاشش‌شده، دبی هوای ورودی و جهات چرخش هوای ورودی هر یک از ۹ مشعل بویلر. نتایج نشان می‌دهند با کوچک شدن قطر قطرات سوخت پاشش‌شده، راندمان حرارتی و میزان ناکس تولیدی افزایش پیدا می‌کند. کاهش قطر قطرات، میزان دوده تشکیل شده را به‌مقدار ناچیزی کاهش می‌دهد. افزایش دبی هوای ورودی تا ۱۷

### مراجع

1. PSL Co. web site at: "<http://www.psl.bc.ca>", visited at 24<sup>th</sup> Feb. 2014.
2. Cousin, J. and Ren, W.M., "Recent Developments in Simulations of Internal Flows", *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 54, pp. 227-231, (1999).
3. Chui, E., Runstedtler, A., Majeski, A., Leach, I. and Macfadyen, N., "Modeling of a Natural Gas-Fired Utility Boiler", *Proceedings of Combustion Canada Conference*, Vancouver, Canada, (2003).
4. BIOS Co. web site at: "<http://www.bios-bioenergy.at/en/>".
5. Chaney, J., Liu, H. and Li, J., "An overview of CFD modelling of small-scale fixed-bed biomass pellet boiler with preliminary results from a simplified approach", *Energy Conversion and Management*, Vol. 63, pp. 149-156, (2012).
6. Zhang, X., Zhou, J., Sun, S., Sun, R. and Qin, M., "Numerical investigation of low NOx combustion strategies in tangentially-fired coal boilers", *Fuel*, Vol. 142, pp. 215-221, (2015).



7. Liu, G., Chen, Z., Li, Z., Li, G. and Zong, Q., "Numerical simulations of flow, combustion characteristics, and NOx emission for down-fired boiler with different arch-supplied over-fire air ratios", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp. 1034-1045, (2015).
8. FLUENT 6.3., User's Guide, Fluent Inc., (2006).
9. Tesner, P.A., Tsygankova, E.I., Guilazetdinov, L.P., Zuyev, V.P. and Loshakova, G.V., "The formation of soot from aromatic hydrocarbons in diffusion flames of hydrocarbon-hydrogen mixtures", *Journal of Combustion and Flame*, Vol. 17, pp. 279-285, (1971).
10. Skjoth-Rasmussen, M.S., Glarborg Ostberg Beltrame, P.A., Porshnev, P., Merchan, M.W., Saveliev, A., Fridman, A., Kennedy, L.A., Petrova, O., Zhdnok, S., Amouri, F. and Charon, O., "Soot and NO formation in methane-oxygen enriched diffusion flames", *Journal of Combustion and Flame*, Vol. 124, pp. 295-310, (2001).
11. Semibo, V., Andrade, P. and Carvalho, M.D.G., "Spray characterization: numerical prediction of Sauter mean diameter and droplet size distribution", *Fuel*, Vol. 75, No. 15, pp. 1707-1714, (1996).

Archive of SID