

# بررسی عددی افزایش عملکرد برج خنک‌کن (ه‌لر) با استفاده از تزریق گازهای خروجی از سیکل در نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان

مجتبی اکبری فراهانی<sup>۱</sup>، آرش میرعبداله لواسانی<sup>۳\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

<sup>۲</sup> مدیر گروه سیستم‌های سوخت‌رسانی گاز و گازوییل، بویلر و پمپینگ در نیروگاه، شرکت توسعه و احداث نیروگاه‌های مینا (توسعه ۲)

<sup>۳</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران

\*مسئول مکاتبات: arashlavasani@iauctb.ac.ir

## چکیده

## واژگان کلیدی

برج خنک‌کن خشک ه‌لر  
مدل حرارتی فورگو  
تزریق دود حاصل از احتراق  
راندمان حرارتی  
وزش باد

در مطالعه حاضر به کمک روش عددی، مکش طبیعی برج خنک‌کن با تزریق گازهای حاصل از احتراق از بخش سیکل ترکیبی در نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان بررسی شده است. این مدل‌سازی با نتایج واقعی و محاسبات ترمومکانیکی جهت بهبود عملکرد راندمان حرارتی برج خنک‌کن در نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان مورد ارزیابی قرار گرفته است. سرعت باد منطقه‌ای ۳ متر بر ثانیه به عنوان مینا قرار گرفته و تحلیل عددی در دو حالت برج بدون نازل تزریق دود و برج مجهز به نازل تزریق دود مورد بررسی قرار گرفته است و تأثیرات آن با توجه به مدل‌های واقعی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصله در زمینه توزیع فشار و دما و میدان سرعت جریان و همچنین میزان حرارتی که در برج دفع می‌شود نشان می‌دهد که برآیند سه اثر مذکور، باعث افزایش دبی جرمی عبوری از برج می‌گردد که این افزایش باعث بهبود راندمان حرارتی برج به میزان ۱۵ درصد و دبی جرمی هوای عبوری به میزان ۱۶ درصد در شرایط طراحی خواهد شد. اما از طرفی بکارگیری این نازل تأثیر ناچیزی بر اختلاف دمای میانگین ایجاد شده در دلتاهای و سطوح حرارتی خواهد داشت. این امر بیانگر کارآمد بودن این روش در بهبود عملکرد برج خنک‌کن و افزایش راندمان حرارتی برج خنک‌کن در نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان می‌باشد.

## تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۴/۲۳  
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۹/۱۱

## ۱ مقدمه

شبیه‌سازی فرآیند ترمودینامیکی برج‌های خنک‌کن خشک استفاده کردند که پارامتر بی‌بعد ضریب اثر باد<sup>۲</sup> برای توصیف اثرات باد بر راندمان رادیاتورهای برج تعریف و اندازه‌گیری شد. نتایج تجربی آنها نشان داد که توزیع فشار نامطلوب در ورودی برج و نیز از بین رفتن پلوم در بالای برج از عوامل افت راندمان برج هستند.

سو<sup>۴</sup> و همکارانش [۳] توزیع دما و جریان هوا در یک برج خنک‌کن ه‌لر را تحت تأثیر باد عرضی مدل کردند. آنها از مدل  $k-\epsilon$  به عنوان مدل آشفتگی و از تقریب ادی لزجت بوزینیسک برای تنش‌های رینولدز<sup>۵</sup> استفاده کردند. آنها دو مورد را بررسی کردند، جابجایی طبیعی بدون وجود باد عرضی و جابجایی اجباری با سرعت‌های باد ۵ و ۱۰ متر بر ثانیه. با وجود شناسایی پدیده‌های عامل افت راندمان، آنها راه حلی برای کاهش اثر باد بر برج ارائه ندادند.

کاپاس<sup>۶</sup> [۴] با بکارگیری مدل مبدل حرارتی و اعمال شرایط مرزی مناسب به شبیه‌سازی جریان درون و بیرون برج پرداخت. در این بررسی او هوا را تراکم‌پذیر در نظر گرفته و از فرض بوزینیسک استفاده نکرد. در یکی از نتایج این کار کاپاس، حرارت دفع‌شده در ستون‌های خنک‌کن در نیمی از برج آورده شده است. در شکل اختلاف دفع‌شده بین دلتاهای مجاور بسیار زیاد است و این اشتباه از آنجا ناشی می‌شود که جریان در ورودی می‌بایست توقف کرده و در اثر مکش برج تقریباً بصورت عمودی وارد شود.

سیستم آب گردش‌ی نیروگاه، به منظور خنک کردن آب کندانسور بایستی گرما را بطور مؤثری از چرخه بخار گرفته و به محیط دفع کند. یکی از انواع پرکاربرد سیستم‌های فوق، برج‌های خنک‌کن خشک با مکش طبیعی می‌باشد. عملکرد یک برج خشک با مکش طبیعی به شرایط محیط اطراف بستگی شدیدی دارد، بطوریکه علاوه بر دما و چگالی، دبی هوای مکیده‌شده به سمت برج، مستقیماً بر راندمان حرارتی آن تأثیر خواهد گذاشت. بنابراین با ایجاد میدان جریان و فشار مناسب درون برج، می‌توان امکان مکش طبیعی بهتر را برای آن مهیا نموده که منجر به بهبود عملکرد برج خواهد شد.

پریز و کروگر<sup>۱</sup> [۱]، اثرات باد بر روی یک برج خنک‌کن خشک طبیعی را بررسی کردند. آنها با بکارگیری ساده‌ترین مدل تلاطم بر پایه ضریب ادی-لزجت به مطالعه جریان درون و اطراف برج پرداختند. آنها برای مدل کردن دیوارهای متخلخل از فرض محیط متخلخل استفاده کردند که ضریب افت فشار را بصورت تابعی از سرعت باد در نظر می‌گرفت.

وی<sup>۲</sup> و همکارانش [۲] برای نشان دادن اثرات نامطلوب باد بر راندمان برج‌های خنک‌کن خشک از مدل‌های نمونه کامل و آزمایش تونل باد استفاده کردند. آنها از یک سیستم گردش آب داغ و رادیاتورهای لوله پره‌دار برای

<sup>1</sup>Preez & Kroger <sup>2</sup>Wei <sup>3</sup>Cw <sup>4</sup>Sue <sup>5</sup>Reynolds <sup>6</sup>Kapas

می‌شود.

$$\frac{1}{\rho} \mu_t = v_t = c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

انرژی جنبشی توربولانسی  $k$  و نرخ پخش  $\epsilon$  می‌تواند بصورت معادلات زیر بیان گردد.

$$(\nabla \cdot V)k = \nabla \cdot \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P + G - \epsilon \quad (6)$$

$$(\nabla \cdot V)\epsilon = \nabla \cdot \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + c_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P + G) - c_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

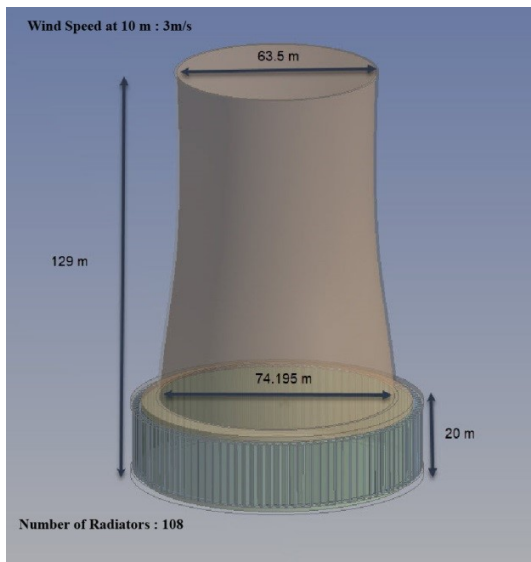
که  $P$  انرژی جنبشی تولیدی در اثر توربولانسی و  $G$  انرژی جنبشی تولیدی در اثر شناوری است. نسبت نرخ سرمایش ایجادشده توسط برج در حالت تزریق دود به نرخ سرمایش بدون تزریق دود را بعنوان کارایی حرارتی برج در نظر گرفته شده است [۹، ۱۹].

$$\epsilon_{th} = \frac{q_{conv}^{FGI}}{q_{conv}^{NoFGI}} \approx \frac{(T_{wi} - T_{wo})FGI}{(T_{wi} - T_{wo})NoFGI} \quad (8)$$

در رابطه فوق  $T_{wi}$  و  $T_{wo}$  به ترتیب دمای آب گرم ورودی به برج و خروجی از آن می‌باشد.

### ۳ مدل‌سازی

در مطالعه انجام‌شده به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی، معادلات حاکم شامل ناویر استوکس و انرژی برای مدل‌سازی جریان هوا و انتقال حرارت درون و بیرون برج خنک‌کن حل شده است و برج خنک‌کن در نیروگاه سبلان در مقیاس واقعی، مطابق شکل ۱ شبیه‌سازی شده است. مراحل مدل‌سازی، مش‌بندی و گزارش‌گیری به کمک نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس<sup>۷</sup> و ویرایش ۱۷/۱ و الگوریتم حل‌گر کاپلده<sup>۸</sup> استفاده شده است.



شکل ۱: مدل‌سازی اولیه برج خنک‌کن دود.

در حل این مسئله، فرض شده است هوا از معادله تقریبی بوزینیسک<sup>۹</sup> تبعیت کند؛ همچنین عبور هوا در مبدل حرارتی تنها بصورت عمودی صورت خواهد گرفت. شکل پروفیل سرعت وزش باد از قاعده توانی و بصورت زیر

<sup>۷</sup>ANSYS CFX 17.1 <sup>۸</sup>coupled <sup>۹</sup>Boussinesq approximation

در سال ۲۰۰۴ الواکد و بهینا [۵-۸] با بکارگیری کد فلونتت به مدل‌سازی ۳ بعدی برج پرداخته و جریان درون و بیرون برج را شبیه‌سازی کردند. آنها از مدل تلاطم  $k - \epsilon$  استفاده کردند و با معرفی یک پارامتر جدید سعی در طرح باد به عنوان یک فاکتور طراحی داشتند. آنها نیز دیواره‌های بادشکن را به عنوان راه حلی برای کاهش اثرات منفی باد معرفی کردند.

با استفاده از آگزرژی باقیمانده در دود خروجی از سیستم تولید بخار و تزریق دود داغ به درون برج خنک‌کن و افزایش توان بالا روندگی هوای داخل برج، هوای بیشتری از اطراف و خارج برج به داخل آن جریان خواهد یافت که منجر به افزایش جریان هوا از رادیاتورها و لذا افزایش راندمان خنک کاری برج خواهد شد [۹].

در سال‌های اخیر مطالعاتی زیادی در داخل و خارج کشور [۱۰-۱۸] در خصوص افزایش راندمان برج خنک‌کن انجام شده است به همین دلیل در این مطالعه هدف این است که عملکرد برج خنک‌کن نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان با استفاده از تزریق گازهای خروجی از سیکل به کمک روش عددی بررسی شود.

### ۲ معادلات حاکم

برج خنک‌کن هلمر شبیه یک دودکش عمل می‌کند که جریان هوا در اثر جابجایی طبیعی به داخل آن کشیده می‌شود. انتقال حرارت بین آب گرم ورودی به مبدل حرارتی و هوای خنک کننده ورودی به درون برج‌های با مکش طبیعی با رابطه زیر بیان می‌شود.

$$Q = h(T_{he} - T_{ai}), \quad (1)$$

که در رابطه فوق  $T_{he}$  دمای متوسط آب رادیاتورها و  $T_{ai}$  دمای هوای ورودی است.

معادلات اصلی جریان، معادلات پیوستگی، ممنتوم و انتقال حرارت که به ترتیب بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی را تضمین می‌کنند، بصورت زیر نوشته می‌شوند.

$$\nabla \cdot V = 0, \quad (2)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g\beta(T - T_\infty) + v_{eff} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right). \quad (3)$$

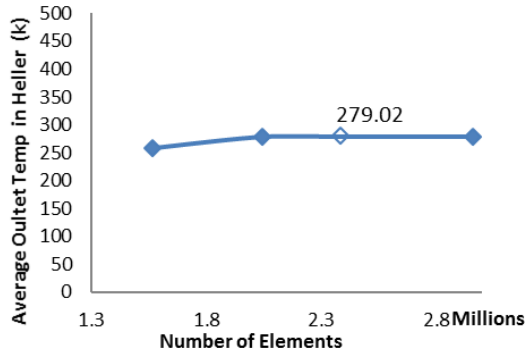
در این روابط  $u, v$  و  $w$  به ترتیب مؤلفه‌های سرعت در مختصات کارتزین،  $p$  فشار استاتیکی،  $\rho$  چگالی هوا،  $v_{eff}$  ویسکوزیته دینامیکی مؤثر،  $T$  و  $T_\infty$  به ترتیب دمای هوا و دمای مرجع،  $\beta$  ضریب تراکم‌پذیری هوا و  $g$  شتاب ثقل می‌باشند.  $\Gamma$  و  $\Gamma_t$  ضریب هدایت حرارتی مولکولی و توربولانسی است که به صورت زیر تعریف می‌شوند [۱۹-۲۱].

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr}, \quad \Gamma_t = \frac{\mu}{Pr_t} \quad (4)$$

که  $Pr$  عدد پرانتل سیال و  $Pr_t$  عدد پرانتل توربولانسی می‌باشد. بر اساس روش  $k - \epsilon$  ضریب لزجت سینماتیک جریان مغشوش بصورت زیر تعریف

## ۶ مطالعه شبکه

برای اطمینان از مستقل بودن جواب‌ها نسبت به شبکه، دمای میانگین خروجی از برج و پارامترهای جریان نظیر فشار و مقادیر مرتبط به مدل توربولانسی، برای چندین شبکه متفاوت مقایسه شده که در شکل ۳ چهار مورد به عنوان نمونه مقایسه گردیده و شبکه C (جدول ۱) با تعداد المان ۲۳۸۸۷۰۴ به عنوان مناسب‌ترین شبکه در نظر گرفته شده است.



شکل ۳: مقایسه مقدار تغییرات دمای میانگین خروجی از برج خنک‌کن با تزریق دود برای شبکه‌های مختلف در سرعت وزش باد ۳ m/s.

جدول ۱: نحوه تولید و انتخاب شبکه در مدل

شبکه	تعداد نقاط شبکه	دمای میانگین خروجی از برج (کلوین)
شبکه A	۱۵۶۵۹۱۷	۲۵۸/۲۵
شبکه B	۲۰۴۲۴۳۳	۲۷۸/۱۹
شبکه C	۲۳۸۸۷۰۴	۲۷۹/۰۲
شبکه D	۲۹۵۸۸۸۰	۲۷۹/۴۲

## ۷ اعتبارسنجی داده‌ها

جدول ۲ نتایج بدست‌آمده از حل عددی را در مقایسه با شرایط طراحی (اسمی) و مقادیر اندازه‌گیری‌شده برای برج خنک‌کن نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود نتایج حاصل از حل عددی با نتایج گزارش‌شده توسط شرکت طراح و سازنده، در شرایط اسمی و اندازه‌گیری‌شده تطابق خوبی دارد.

جدول ۲: نتایج بدست‌آمده از حل عددی را در مقایسه با شرایط طراحی (اسمی) و مقادیر اندازه‌گیری‌شده برای برج خنک‌کن.

مقایسه میزان عملکرد برج در حالت‌های مختلف در بار ۱۰۰ درصد	شرایط طراحی بر اساس مدارک ترمومکانیک محاسباتی برج خنک‌کن سبلان	شبیه‌سازی عددی	مقادیر اندازه‌گیری‌شده (تست عملگری برج) بر حسب دمای آب ورودی و خروجی از برج
مقدار حرارت انتقال‌یافته (Gcal/hr)	۳۱۰/۲۴	۳۱۲/۸۳	۲۹۸/۱۲

## ۸ نتایج

نتایج حل معادلات جریان و انرژی پس از اطمینان از همگرایی بصورت توزیع دما، توزیع فشار و بردارهای سرعت هوا، بررسی شده است. تحلیل دینامیک سیالاتی انجام‌شده برای وزش بادهای صفر و ۳ m/s در دو حالت بدون نازل تزریق دود و در حالت نازل تزریق دود با سرعت وزش باد ۳ m/s انجام شده

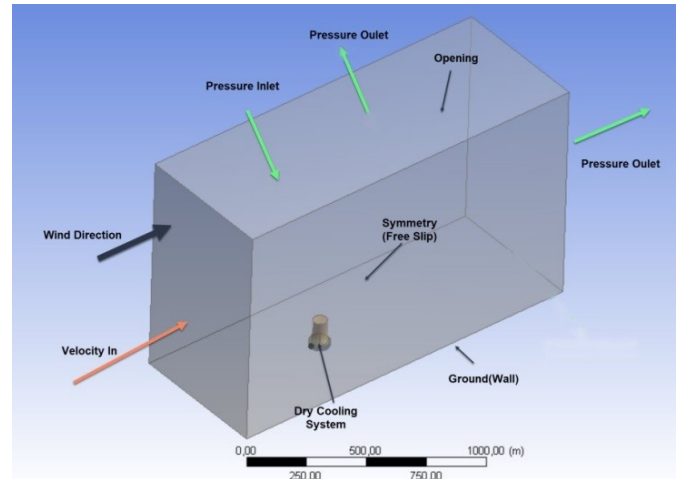
فرض می‌شود که با دقت در رابطه (۹) مشخص است که در ارتفاعات زیادتر از مرجع تقریباً به شکل یک عدد ثابت عمل می‌کند [۹]:

$$\frac{U_{cw}}{U_{cw,ref}} \left( \frac{y}{y_{ref}} \right)^{\alpha}, \quad v, w = 0 \quad (9)$$

if  $y_{ref} = 10$ ,  $U_{cw,ref} = 0$  & ۳ m/s

## ۴ شرایط مرزی

شرایط مرزی، متغیرهای جریان و حرارت را در ورودی مرزهای فیزیکی دامنه مشخص می‌کنند که در شکل ۲ ابعاد انتخاب آنها مشاهده می‌گردد.



شکل ۲: شرایط مرزی اعمال‌شده در محدوده دامنه حل.

شرط مرزی دیوار برای مرزهای جامد (زمین، جداره (پوسته برج) و لوله‌هایی که برای تزریق دود داغ به داخل برج) بکار رفته است. برای تزریق دود به درون برج لوله‌ای فرضی پیش‌بینی شده است که ارتفاع آن معادل ۶۰ متر، قطر آن معادل ۸/۵ متر و سرعت دود عبوری از آن معادل ۱۶/۱۴ متر بر ثانیه که محصولات حاصل از احتراق در بخش گازی را با دمایی معادل ۳۲۴ درجه کلوین در داخل برج تخلیه می‌کند [۲۲، ۲۳].

همچنین در شرط مرزی رادیاتور که برای مدل کردن مبدل‌های حرارتی برج بکار می‌رود: رادیاتورها بصورت بی‌نهایت نازک و افت فشار و ضریب انتقال حرارت آنها مطابق روابط زیر، متناسب با دبی هوا در نظر گرفته می‌شود [۲۰، ۹].

$$\Delta P = 2/1 m^{1/76} + 0/06 m^2, \quad (10)$$

$$h = 1374 m^{0/515}. \quad (11)$$

## ۵ شبکه‌بندی دامنه حل

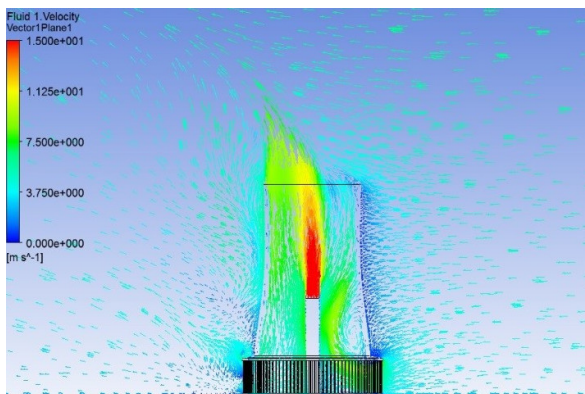
جهت بررسی تأثیر وزش باد و تزریق دود بر نتایج جریان و انتقال حرارت روی برج خنک‌کن پس از مطالعه شبکه و بررسی عدم وابستگی حل به شبکه، از شبکه‌های ساختارنیافته استفاده شده است.

در شبکه‌بندی در دو حالت وجود و عدم وجود نازل تزریق دود انجام گرفته که مجموعاً در حالت عدم وجود نازل تزریق دود از ۱۸۸۶۶۵۷ المان و در حالت تزریق دود از ۲۳۸۸۷۰۴ المان از نوع استفاده گردیده است.



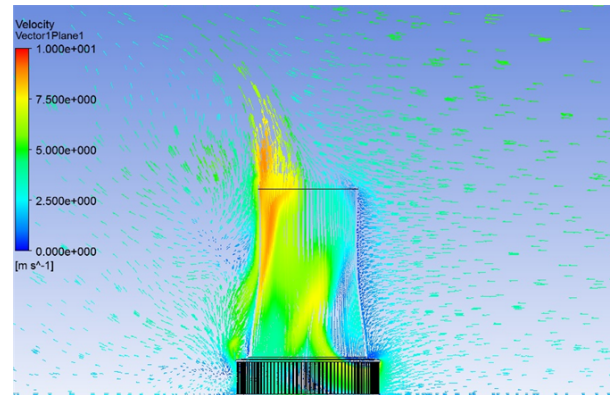
سبب می‌شود که سرعت باد در بالای برج بیشتر از مقدار آن در سطح زمین باشد. تأثیری که سرعت باد جانبی بر عملکرد بالای برج دارد کاهش سرعت خروجی هوا از بخشی از دهانه برج است.

این موضوع در شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰ قابل مشاهده است. این شکل بردارهای سرعت در یک صفحه برشی را نشان می‌دهد. طول و رنگ این بردارها معرف بزرگی سرعت است. جهت باد در این شکل از پایین به بالا می‌باشد. همان طوری که در این شکل دیده می‌شود جریان بادی که بر دهانه برج می‌وزد سبب می‌شود که سرعت جریان هوای خروجی از برج در سمتی از برج که در پیشانی باد قرار گرفته است کمتر شود. در واقع تنش برشی جریان هوای متقاطع سبب می‌شود که خروجی هوا از برج با مانع روبرو شود. هرچه سرعت باد بیشتر باشد، سرعت خروجی از دهانه برج کمتر می‌شود.

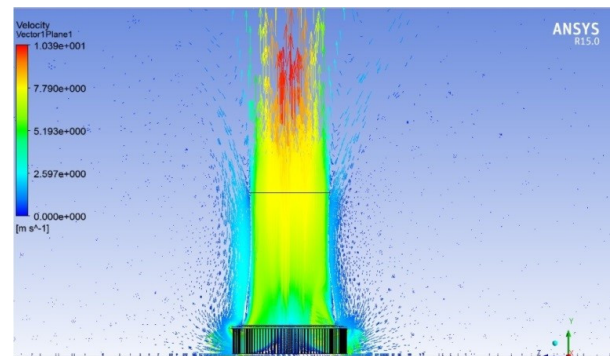


شکل ۳: بردارهای توزیع سرعت جریان خروجی از برج خنک‌کن در سرعت باد ۳ متر بر ثانیه به همراه نازل تزریق.

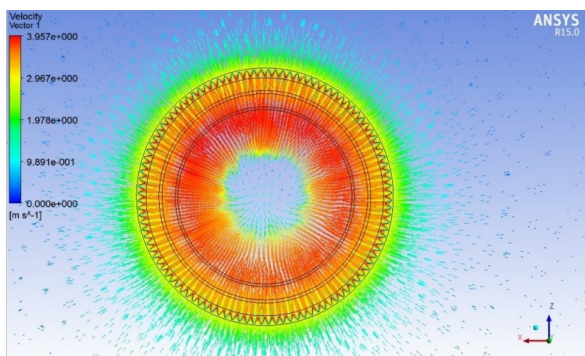
است. همانطور که در شکل ۴ مشخص شده کارایی حرارتی برج در اثر وزش باد به شدت افت پیدا می‌کند که این امر را می‌توان به کاهش دبی ورودی هوا به درون برج در اثر ایجاد جریان‌های ثانویه، پدیده جدایش و جریان برگشتی و دور شدن جریان از حالت مکش طبیعی جریان نسبت داد.



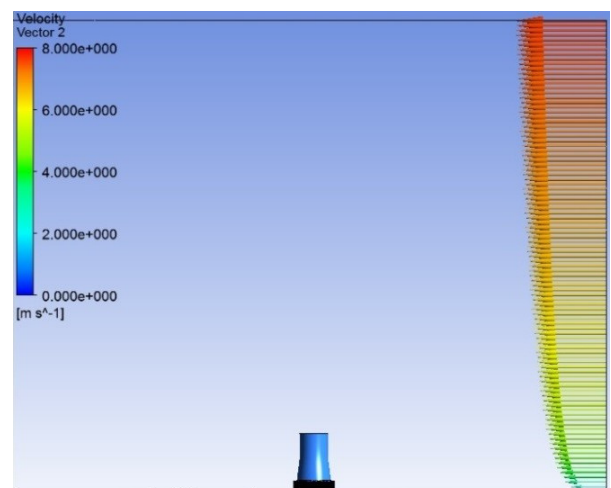
شکل ۴: بردارهای توزیع سرعت جریان خروجی از برج خنک‌کن در سرعت باد ۳ m/s.



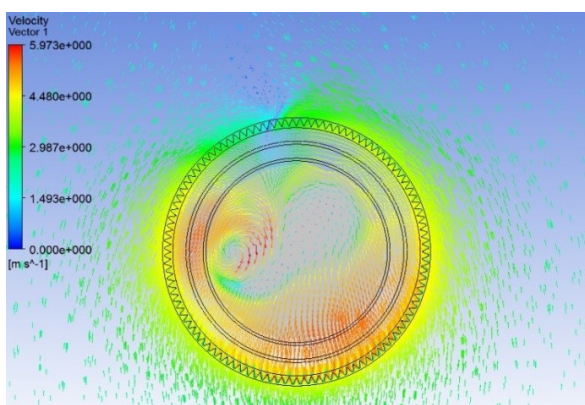
شکل ۵: بردارهای توزیع سرعت جریان خروجی از برج خنک‌کن در سرعت باد صفر.



شکل ۶: بردارهای سرعت هوا در یک برش صفحه‌ای در سرعت باد صفر.

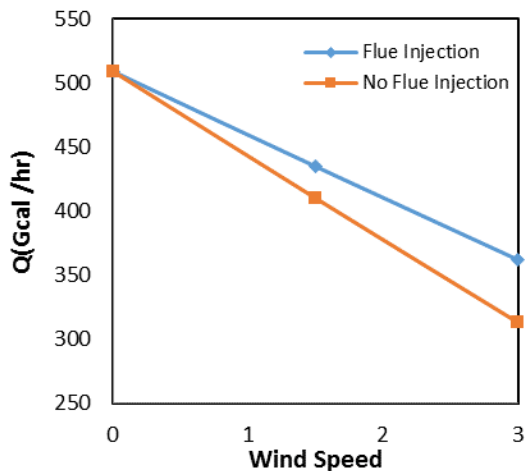


شکل ۷: بردارهای توزیع سرعت جریان خروجی از برج خنک‌کن در سرعت باد ۳ m/s.

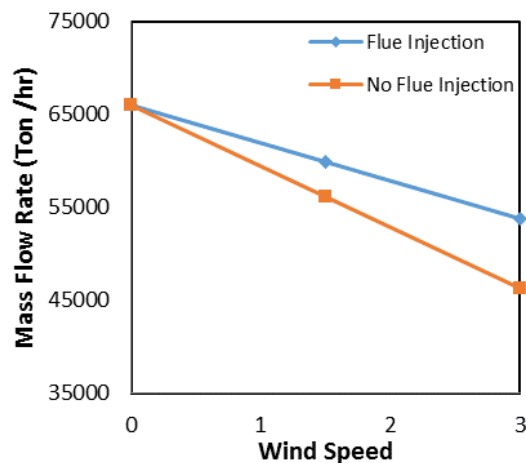


شکل ۸: بردارهای سرعت هوا در یک برش صفحه‌ای در سرعت باد ۳ m/s.

همانطوری که قابل پیش بینی است، شکل های ۱۳ و ۱۴ تزریق دود منجر به افزایش مکش هوا به درون برج شده و به دنبال آن میزان حرارت دفع شده از برج را بالا می برد.



شکل ۱۳: مقایسه حرارت انتقال یافته به محیط در برج خنک کن مجهز به نازل تزریق دود و بدون نازل تزریق دود در سرعت باد صفر و ۳ متر بر ثانیه

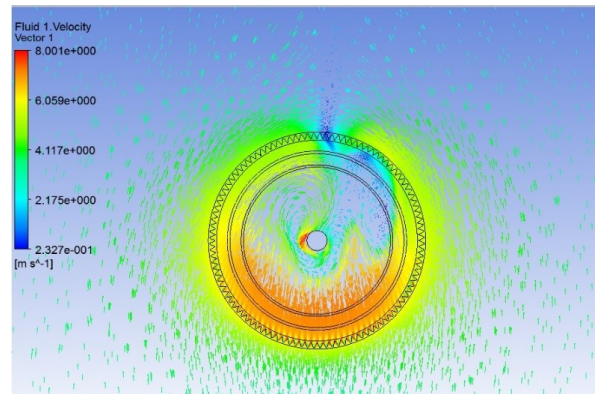


شکل ۱۴: مقایسه دبی جرمی عبوری در برج خنک کن مجهز به نازل تزریق دود و بدون نازل تزریق دود در سرعت باد صفر و ۳ متر بر ثانیه

## ۹ نتیجه گیری و جمع بندی

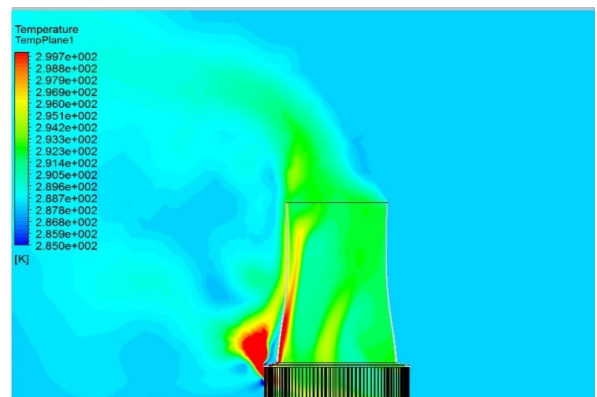
در این مطالعه بررسی عددی افزایش عملکرد برج خنک کن (هلمر) با استفاده از تزریق گازهای خروجی از سیکل در نیروگاه سیکل ترکیبی سبلان مورد بررسی قرار گرفت تأثیر اضافه کردن نازل تزریق دود در درون برج خنک کن و مقایسه آن با برج قبلی که فاقد نازل تزریق دود بوده در شرایط محیطی منطقه در هر دو حالت مدل سازی و مورد تحلیل قرار گرفته و در ادامه تأثیرات سرعت باد در این دو حالت مورد بررسی قرار گرفته و نتایج برای این حالت مورد تحلیل قرار گرفته شد.

نتایج حاصل در زمینه توزیع فشار و دما و میدان سرعت جریان و همچنین میزان حرارتی که در برج دفع می شود نشان می دهد که برآیند سه اثر مذکور، باعث افزایش دبی جرمی عبوری از برج می گردد که این افزایش باعث بهبود راندمان حرارتی برج به میزان ۱۵/۷۶ درصد و دبی جرمی هوای عبوری به

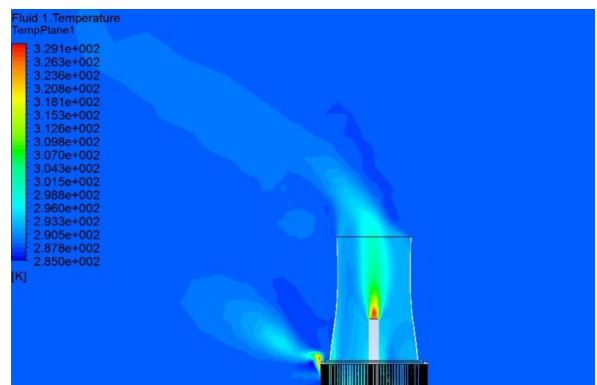


شکل ۱۰: شکل بردارهای سرعت هوا در یک برش صفحه ای در سرعت باد ۳ متر بر ثانیه به همراه نازل تزریق دود.

تأثیر دیگری که افزایش سرعت باد می تواند بر عملکرد برج داشته باشد، کاهش عملکرد بخشی از مبدل های فورگو در برج خنک کن است. شکل های ۴ و ۷ بردارهای سرعت در صفحه موازی برج و شکل های ۱۱ و ۱۲ پروفیل توزیع دمایی از زمین نشان می دهد. اگر به بردارهای سرعت دقت شود مشاهده می شود که جریان حول پایه برج، مشابه الگوی جریان عبوری بر روی یک استوانه می باشد. یعنی در زاویه حدود ۱۳۰ درجه سانتی گراد از پیشانی پایه برج، جدایش صورت می گیرد. بدین ترتیب در پشت پایه برج، گردابه هایی رخ می دهد که سبب کاهش عملکرد برج می شود. افزایش سرعت باد منجر به افزایش این منطقه و در نتیجه عملکرد ضعیف تر مبدل های فورگو (دلتاها) می شود که با توجه به بکارگیری نازل تزریق دود این فرآیند بهبود می یابد.



شکل ۱۱: شکل بردارهای توزیع دمای خروجی از برج خنک کن در سرعت باد ۳ متر بر ثانیه بدون نازل تزریق دود.



شکل ۱۲: شکل بردارهای توزیع دمای خروجی از برج خنک کن در سرعت باد ۳ متر بر ثانیه به همراه نازل تزریق دود.



- [12] Wang, Weiliang, Zhang, Hai, Liu, Pei, Li, Zheng, Lv, Junfu, and Ni, Weidou. The cooling performance of a natural draft dry cooling tower under crosswind and an enclosure approach to cooling efficiency enhancement. *Applied Energy*, 186:336 – 346, 2017. Sustainable Thermal Energy Management (SusTEM2015).
- [13] Zhao, Y.B., Long, Guoqing, Sun, Fengzhong, Li, Yan, and Zhang, Cuijiao. Numerical study on the cooling performance of dry cooling tower with vertical two-pass column radiators under crosswind. *Applied Thermal Engineering*, 75:1106 – 1117, 2015.
- [14] Ghafari, Samad and Golneshan, Ali-Akbar. Wind effects and the challenge to enhance thermal performance of three aligned natural draft dry cooling towers. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 42(4):347–354, Dec 2018.
- [15] Goudarzi, Mohammad Ali. Proposing a new technique to enhance thermal performance and reduce structural design wind loads for natural drought cooling towers. *Energy*, 62:164 – 172, 2013.
- [16] Seifi, Ali Reza, Akbari, Omid Ali, Alrashed, Abdulah A.A.A., Afshary, Fazel, Shabani, Gholamreza Ahmadi Sheikh, Seifi, Reza, Goodarzi, Marjan, and Pourfattah, Farzad. Effects of external wind breakers of heller dry cooling system in power plants. *Applied Thermal Engineering*, 129:1124 – 1134, 2018.
- [17] Alavi, Seyed Rashid and Rahmati, Mehdi. Experimental investigation on thermal performance of natural draft wet cooling towers employing an innovative wind-creator setup. *Energy Conversion and Management*, 122:504 – 514, 2016.
- [18] Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., and Maruzewski, J. Renormalization group modeling and turbulence simulations. in *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, AZ*.
- [19] Jahangiri, A. 3-d numerical analysis of the effect of flue gas injection into three aligned natural draft dry cooling towers under crosswind. Master's thesis, University of Shiraz, Iran, 2009.
- [۲۰] جهانگیری، علی و گلنشان، علی اکبر. بررسی بهبود عملکرد حرارتی برج هلمر بر اثر تزریق دود آگزوز به درون آن. در اولین کنفرانس ملی صنعت نیروگاههای حرارتی. دانشکده فنی دانشگاه تهران، ۱۳۸۸.
- [۲۱] جهانگیری، علی و گلنشان، علی اکبر. بهبود عملکرد سه برج خنک کن هلمر با استفاده از تزریق دود و دیوارهای بادشکن در جهات وزش باد. در هجدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک. دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شریف، ۱۳۸۹.
- [22] Chen, Lei, Yang, Lijun, Du, Xiaoze, and Yang, Yongping. Flue gas diffusion for integrated dry-cooling tower and stack system in power plants. *International Journal of Thermal Sciences*, 114:257 – 270, 2017.
- [23] Liao, H.T., Yang, L.J., Du, X.Z., and Yang, Y.P. Influences of height to diameter ratios of dry-cooling tower upon thermo-flow characteristics of indirect dry cooling system. *International Journal of Thermal Sciences*, 94:178 – 192, 2015.
- میزان ۱۶/۲۵ درصد در شرایط طراحی خواهد شد. اما از طرفی بکارگیری این نازل تأثیر ناچیزی بر اختلاف دمای میانگین ایجادشده در دلتاها و سطوح حرارتی خواهد داشت. این امر بیانگر کارآمد بودن این روش در بهبود عملکرد برج خنککن و افزایش راندمان حرارتی برج خنککن در نیروگاه سبلان می باشد.

## مراجع

- [1] du Preez, A.F. and Kröger, D.G. The effect of the heat exchanger arrangement and wind-break walls on the performance of natural draft dry-cooling towers subjected to cross-winds. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 58(3):293 – 303, 1995.
- [2] ding Wei, Qing, yin Zhang, Bo, qi Liu, Ke, dong Du, Xiang, and zhong Meng, Xian. A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 54-55:633 – 643, 1995. Third Asian-Pacific Symposium on Wind Engineering.
- [3] Su, M.D., Tang, G.F., and Fu, S. Numerical simulation of fluid flow and thermal performance of a dry-cooling tower under cross wind condition. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 79(3):289 – 306, 1999.
- [4] Kapas, N. Behavior of natural draught cooling towers in wind, 2003.
- [5] Al-Waked, Rafat and Behnia, Masud. The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: Cfd study. *International Journal of Energy Research*, 28(2):147–161, 2004.
- [6] Al-Waked, Rafat and Behnia, Masud. The effect of wind-break walls on the thermal performance of natural draft dry cooling towers. *Heat Transfer Engineering*, 26(8):50–62, 2005.
- [7] Al-Waked, Rafat and Behnia, Masud. Cfd simulation of wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, 26(4):382–395, 3 2006.
- [8] Al-Waked, Rafat and Behnia, Masud. Enhancing performance of wet cooling towers. *Energy Conversion and Management*, 48(10):2638 – 2648, 2007.
- [9] Ghafari, Samad, Golneshan, Ali-Akbar, and Mokhtarpoor, Reza. Effect of crosswind and air temperature on the thermal performance of natural draft dry cooling tower (nd-dct). in *16th Annual Conference of Mechanical Engineering*, 2008.
- [10] Wan, C, Chen, S L, Ma, T S, Chen, L, Lv, K, and Jing, T. Study on the performance of indirect air-cooled system influenced by environmental temperature. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 188:012094, oct 2018.
- [11] Chen, You Liang, Shi, Yong Feng, Hao, Jian Gang, Chang, Hao, and Sun, Feng Zhong. Experimental research on optimizing inlet airflow of wet cooling towers under crosswind conditions. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 114:012005, jan 2018.