

## مطالعه برج‌های خنک‌کننده هلو و ارائه یک راهکار برای افزایش کارایی آن (مطالعه موردی: نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان)

سولماز ایزدی<sup>۱</sup>، بهنام مستأجران گورتانی<sup>۲\*</sup>، مجتبی مستجاب‌الدعواتی<sup>۳</sup>، علی‌اکبر عالم رجبی<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده علوم و فناوری‌های نوین، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

Izadi.solmaz@yahoo.com

<sup>۲</sup> استادیار دانشکده علوم و فناوری‌های نوین و پژوهشکده انرژی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

b.motajeran@ast.ui.ac.ir

<sup>۳</sup> دانشیار دانشکده علوم، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران

mmostajab@yahoo.com

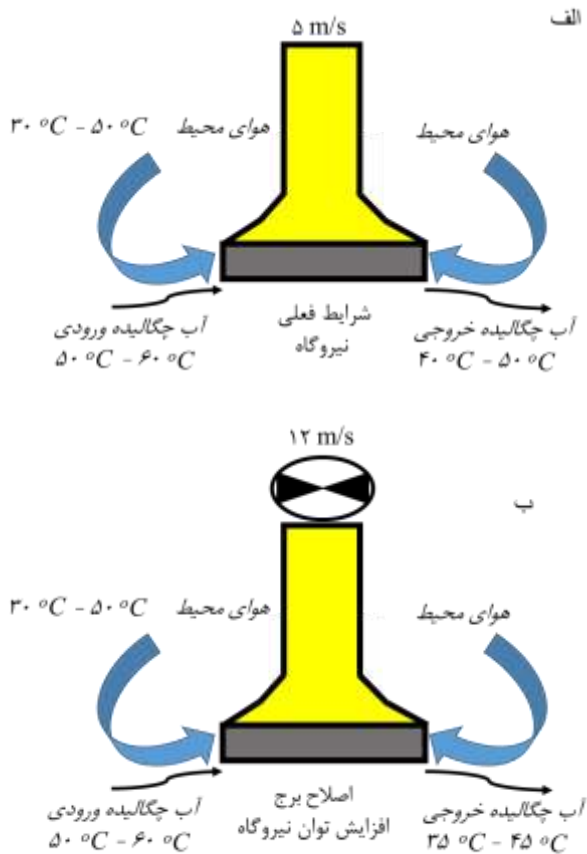
<sup>۴</sup> استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

alemrajabi@yahoo.com

**چکیده:** یکی از روش‌های افزایش کارایی برج‌های هلو برای شرایطی که دمای محیط زیاد است، استفاده از هواکش برای افزایش انتقال گرماست. در این مقاله با استفاده از کد تجاری فلوئنت، شرایط کارکرد واقعی برج در دمای زیاد با هواکش و بدون هواکش شبیه‌سازی شد. شبیه‌سازی برج در دماهای مختلف محیط و اثر هواکش به صورت عددی و افزایش توان توربین و کارایی نیروگاه با استفاده از نرم‌افزار جی‌پرامز بررسی شد. نرخ انتقال گرما، اختلاف دمای آب خروجی و ورودی به رادیاتور و در نتیجه افت فشار در چگالنده افزایش یافته و سبب بهبود کارایی نیروگاه می‌شود. در دمای محیط ۳۱۵ K، توان هر واحد از نیروگاه حدود ۷ MW و توان کل آن حدود ۵۶ MW نسبت به حالت بدون هواکش افزایش یافت. تحلیل اقتصادی این مقاله سرمایه‌گذاری حداکثر IRR ۶۰۰ میلیارد با بازگشت سرمایه ۱/۲ سال تا ۱۳/۵ سال را نشان می‌دهد. بر پایه خرید قیمت برق تضمینی برابر با IRR ۸۰۰۰ به ازای هر کیلووات ساعت، قیمت مصوب خرید برق منشأ تجدیدپذیر در سال ۱۳۹۵، برگشت سرمایه راهکار ارائه شده برابر یک سال و چهار ماه پیش‌بینی می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** برج خنک‌کننده خشک، جابه‌جایی طبیعی، هواکش، مطالعه عددی، دینامیک سیالات محاسباتی.

به حال ارائه شده است. یکی از روش‌های افزایش کارایی برج خنک‌کننده خشک برای شرایطی که دمای محیط زیاد است، استفاده از پاشش آب برای خنک کردن جریان هوای ورودی به مبدل است. آب از پاشنده‌های مخصوصی پاشیده شده و هوای عبوری از میان قطره‌های کوچک آب، خنک شده و وارد مبدل می‌گردد و دمای آب خروجی از برج را کاهش می‌دهد.



شکل (۱): الف. نمایی از برج در شرایط فعلی، ب. با گذاشتن هواکش

یانگ در سال ۱۹۷۵ [۱]، واتارو و همکاران در سال ۱۹۸۸ [۲]، والزیک در سال ۱۹۹۳ [۳]، حسن و سیرن در سال ۲۰۰۴ [۴]، چن و همکاران در سال ۲۰۰۴ [۵]، غلامی و احمدی‌کیا در سال ۲۰۰۸ [۶]، جوادی و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۷]، اثر پاشش آب روی عملکرد برج خنک‌کننده طبیعی را به صورت عددی و تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که با افزایش نرخ جریان آب پاششی، دمای آب خروجی از رادیاتور و دمای هوای خروجی از برج به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد.

احمدی‌کیا و جلیل‌زاده در سال ۲۰۱۰ [۸]، رطوبت نسبی هوای خروجی بعد از پاشش آب در نرخ جریان‌های مختلف روی مبدل گرمایی و اثر سه پارامتر مؤثر (قطر قطره‌ها، سرعت قطره‌ها، نرخ جریان آب پاششی) را با استفاده از روش‌های تحلیلی و عددی بررسی و بیان

## ۱. مقدمه و هدف

از بنیادی‌ترین مفاهیم ترمودینامیک آن است که هر چرخه قدرت باید از یک منبع گرم، گرما جذب و به یک منبع سرد گرما دفع کند تا بتواند کاری متناسب با اختلاف مبادلات گرمایی این دو منبع تحویل دهد. بنابراین همواره در این چرخه‌ها نیاز به حضور واحدی برای دفع گرما با ارزش گرمایی پایین وجود دارد. در بیشتر نیروگاه‌ها این دفع گرما به کمک برج‌های خنک‌کن صورت می‌گیرد. کاهش کارایی در برج‌های خنک‌کن به طور محسوس باعث کاهش کار خروجی از توربین می‌شود. چون کاهش کارایی در برج‌ها به معنای کاهش در نرخ جریان شاره چگالیده شده یا افزایش دمای آب خروجی از آن است که در نهایت منجر به کاهش توان دریافتی از توربین می‌شود.

از میان برج‌های خنک‌کننده، مهم‌ترین خصوصیت برج‌های خنک‌کننده خشک، پایین بودن آب مصرفی آن‌هاست. با توجه به مشکل کمبود آب در ایران و مصرف زیاد آن در سامانه‌های خنک‌کننده‌تر، به کارگیری برج‌های خنک‌کننده خشک در راستای صرفه‌جویی در مصرف و همچنین کاهش آلودگی منابع آبی بسیار مفید است. همچنین از معایب مهم برج‌های خنک‌کننده خشک طبیعی، تأثیر دمای محیط و سرعت باد است که استفاده از آن‌ها را محدود ساخته است. بنابراین با توجه به گرمسیر بودن اغلب مناطق ایران می‌تواند مشکلاتی را در تابستان ایجاد کند. در نتیجه هرگونه اصلاح سامانه خنک‌کننده که تولید برق در طول روزهای گرم را افزایش دهد، بارز است.

در پژوهش حاضر نیز روزهای گرم سال که برج خنک‌کن به خوبی کارایی ندارد، مد نظر است و برای رفع این مشکل گذاشتن هواکش در بالای برج خنک‌کن به عنوان راهکار ارائه شده است. اثر هواکش مکشی در بالای برج خنک‌کن نیروگاه شهید منتظری اصفهان برای شرایطی که دمای محیط  $42^{\circ}\text{C}$  است، به صورت عددی بررسی شده و اثر افزایش کارایی برج بر افزایش توان توربین و کارایی نیروگاه نیز توسط نرم‌افزار جی‌پرامز<sup>۱</sup> بررسی شده است.

در شرایط فعلی، طبق شکل (۱-الف) در دمای محیط  $42^{\circ}\text{C}$  آب با دمای  $50^{\circ}\text{C}$  تا  $60^{\circ}\text{C}$  وارد برج شده و با دمای  $40^{\circ}\text{C}$  تا  $50^{\circ}\text{C}$  از برج خارج می‌شود، درحالی‌که سرعت میانگین هوای خروجی از برج ۵ متر بر ثانیه است. هدف این است که با گذاشتن هواکش در بالای برج طبق شکل (۱-ب) با افزایش سرعت میانگین خروجی از برج، دمای آب خروجی از برج به  $30^{\circ}\text{C}$  تا  $40^{\circ}\text{C}$  برسد.

روش‌های زیادی برای از بین بردن اثر دمای محیط و وزش باد تا

1. gPROMS

دادند که برآیند اثرها، کارایی گرمایی برج‌ها را به میزان قابل توجهی افزایش می‌دهد.

### ۱. نیروگاه مورد مطالعه

نیروگاه مورد مطالعه، نیروگاه شهید محمد منتظری اصفهان است که در شمال اصفهان در زمینی به وسعت ۲/۲ میلیون متر مربع احداث شده است. نیروگاه دارای تعداد ۸ واحد ۲۰۰ مگاواتی دارد که ظرفیت کل آن یک‌هزار و ششصد مگاوات می‌شود. اولین واحد آن در سال ۱۳۶۳ و هشتمین واحد آن در سال ۱۳۷۸ راه‌اندازی و به شبکه سراسری متصل شده است. از ویژگی‌های بارز این نیروگاه استفاده از سامانه برج‌های خنک‌کننده خشک هلر<sup>۲</sup> است که مصرف آب نیروگاه را به حداقل رسانده است. نوع سوخت آن گاز طبیعی است. آب مصرفی نیروگاه توسط شرکت آب و فاضلاب اصفهان تأمین می‌شود. جدول (۱) مشخصات این نیروگاه را نشان می‌دهد.

جدول (۱): مشخصات نیروگاه شهید محمد منتظری - اصفهان

اجزای نیروگاه	مدل و اندازه
ارتفاع از سطح دریا	۱۵۹۰ متر
قطر پایین برج	۱۰۹ متر
ارتفاع برج	۱۲۰ متر
قطر گلوگاه برج	۶۲ متر
نوع دلتاها	فورگو <sup>۳</sup>
تعداد دلتاها	۱۲۰
ارتفاع دلتاها	۱۵ متر
زاویه دلتاها	۶۰ درجه
تعداد بخش‌ها	۶
توان تولیدی	۸ واحد ۲۰۰ مگاواتی
نوع برج‌ها	هلر
تعداد برج‌ها	۸ عدد در دو فاز
نوع سوخت	گاز طبیعی

از مبدل گرمایی فورگو در برج‌های خنک‌کننده نیروگاه شهید منتظری استفاده شده است. این مبدل دارای ۲۴۰ لوله با دو گذر<sup>۴</sup> است که در ۶ ردیف قرار دارند. از قرار گرفتن دو مبدل فورگو در کنار یکدیگر یک دلتا<sup>۵</sup> تشکیل می‌شود. زاویه بین دو مبدل می‌تواند ۴۰ تا ۶۰ درجه باشد. برای تنظیم جریان هوای عبوری از روی مبدل از دریچه‌های کرکره<sup>۶</sup> مانند استفاده می‌شود.

مشخصات یک ستون مبدل فورگو با توجه به شکل (۲) به شرح جدول (۲) است.

کردند که افزایش قطر قطره‌ها در محدوده ۱ تا ۱۰ میکرومتر تأثیر چندانی روی میزان انتقال گرما نداشته است، اما در قطرهای بزرگ‌تر با افزایش سرعت، میزان انتقال گرما افزایش می‌یابد.

یوان و همکاران در سال ۲۰۱۵ [۹]، از یک مدل عددی اولری-لاگرانژی<sup>۱</sup> سه‌بعدی استفاده کردند و خنک‌کاری هوای ورودی به برج خنک‌کن با یک نازل مخروط توخالی برای پاشش آب شبیه‌سازی و اثر پاشش آب در زاویه‌های ۵۰، ۸۰ و ۱۱۰ درجه را بررسی و بیان کردند که زاویه پاشش آب تأثیری در نتیجه نخواهد داشت.

برخی مطالعه‌هایی که در زمینه تأثیر باد روی عملکرد برج‌های خنک‌کن با جریان طبیعی انجام شده و همچنین راه‌حل‌هایی که برای بهبود عملکرد آن‌ها صورت گرفته و یا پیشنهاد شده را می‌توان به اندازه‌گیری‌های تجربی بر روی یک نمونه کامل (برج واقعی)، آزمون‌های انجام‌شده در تونل باد و در نهایت، شبیه‌سازی‌های عددی تقسیم‌بندی کرد.

برای بهبود عملکرد برج‌ها در حین وزش باد، شبیه‌سازی‌هایی نیز با در نظر گرفتن دیواره‌هایی با اندازه، تعداد و آرایش مختلف در اطراف برج انجام شده است. در سال ۲۰۱۶ چن و همکاران [۱۰]، با شبیه‌سازی عددی و تجربی اثر بادشکن‌ها را بررسی کردند.

یزدی و قره‌جانلو در سال ۲۰۱۵ [۱۱]، نصب حلقه کج‌شونده در تاج برج خنک‌کن را برای کاهش انسداد خروج هوا از بالای آن در هنگام وزش باد پیشنهاد کردند.

مکانیک و همکاران در سال ۲۰۰۸ [۱۲]، چهار برج را در کنار هم به صورت مربع و لوزی در جهت وزش باد شبیه‌سازی کردند و در نهایت به این نتیجه رسیدند که کارایی برج‌ها در حالت مربعی بهتر از حالت لوزی است. در سال ۲۰۱۳، غضنفری [۱۳] نشان داد هنگامی که ۴ برج به صورت مربعی در کنار هم قرار می‌گیرند، فاصله آن‌ها از یکدیگر باید از ۱/۵ برابر قطر پایین یا دو برابر قطر دهانه خروجی برج‌ها بیشتر باشد. در سال ۲۰۱۵ باقری و نیکخو [۱۴]، به این نتیجه رسیدند که در آرایش کنار هم برج‌ها کارایی آن‌ها بیشتر از وقتی است که پشت‌سرهم قرار دارند.

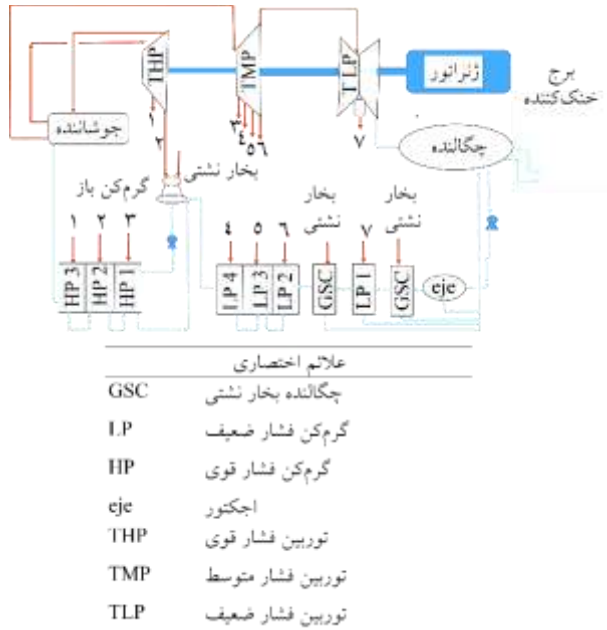
در سال ۲۰۱۳، یانگ و همکاران [۱۵] چهار برج ۶۶۰ مگاوات خنک‌کننده خشک غیرمستقیم نیروگاه را با گاز خروجی جوشاننده با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی به کمک نرم‌افزار تجاری فلونت مطالعه کردند، اما در نهایت نتیجه گرفتند که کارایی به صورت اندک افزایش می‌یابد.

جهانگیری و گلشنان در سال ۲۰۰۹ [۱۶]، اثر بادشکن و تزریق دود آگروز به صورت هم‌زمان را در هنگام وزش باد بررسی کردند و نشان

2. Heller  
3. Forgo  
4. Pass  
5. Delta  
6. Louver

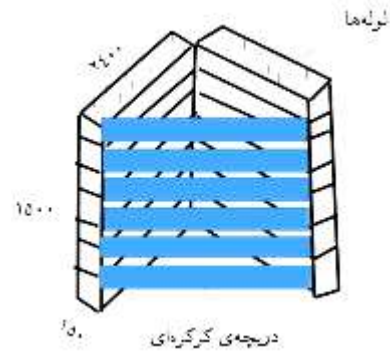
1. Eulerian-Lagrangian

توسط ترانس واحد تبدیل به ۲۳۰ kV شده و برای انتقال به شبکه وارد پست شمال می‌گردد. بخار خروجی توربین فشار ضعیف نیز در چگالنده با آب خنک تهیه‌شده از برج خنک‌کن مخلوط و به آب تبدیل می‌شود و بار دیگر مسیر را طی می‌کند.



جدول (۲): مشخصات یک ستون مبدل فورگو

اندازه‌ها	اجزای مبدل
۱۵ متر	ارتفاع
۲/۴ متر	عرض
۳۴/۵ مترمربع	سطح جلویی یا سطح مبدل در مقابل جریان هوا
۱۵۰ میلی‌متر	عمق در جهت جریان هوا
۱/۱۷ سانتی‌متر	قطر داخلی لوله‌ها
۲/۵۸ سانتی‌متر	قطر خارجی لوله‌ها



شکل (۲): مبدل گرمایی فورگو (اندازه‌ها برحسب میلی‌متر)

شکل (۳): چرخه نیروگاه شهید محمد منتظری

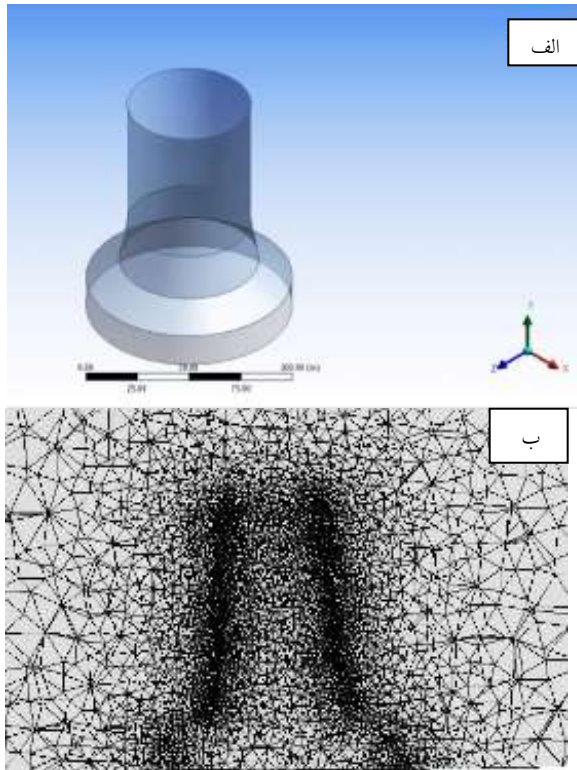
## ۲. روش حل مسئله

برای بررسی اثر هواکش در برج خنک‌کننده، ابتدا برج در نرم‌افزار فلوئنت<sup>۱</sup> شبیه‌سازی و سپس با استفاده از نرم‌افزار جی‌پرامز کل نیروگاه مدل‌سازی شده، افزایش توان توربین و کارایی نیروگاه محاسبه شد (مطابق طرح‌واره شکل ۴).

در فلوئنت برای بررسی اثر هواکش احتیاج به اختلاف فشار در طرف آن است و این اختلاف فشار می‌تواند به صورت یک عدد ثابت یا تابع چندجمله‌ای از مؤلفه عمودی سرعت باشد که در این کار به صورت یک عدد ثابت (در دامنه کاری هواکش های صنعتی) در نظر گرفته شده است. بنابراین فلوئنت نرخ انتقال گرما و سرعت میانگین خروجی از برج را محاسبه می‌کند. طبق طرح‌واره شکل (۴)، از مسیر ۲ می‌توان قدرت هواکش را محاسبه کرد. از مسیر ۱ مقدار کاهش دمای آب خروجی محاسبه شده، سپس با استفاده از نرم‌افزار جی‌پرامز که توسط آن کل نیروگاه مدل‌سازی شده، با جای‌گذاری مقدار کاهش دمای آب خروجی در قسمت چگالنده، افزایش توان توربین و کارایی نیروگاه محاسبه می‌شود.

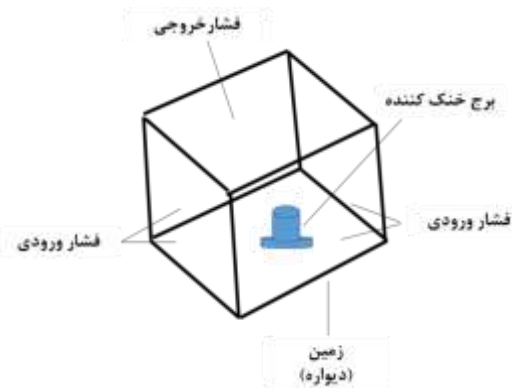
شکل (۳) چرخه نیروگاه را نمایش می‌دهد. طبق این شکل، آب مقطر با دمای ۵۸ °C وارد پمپ چگالنده شده تا ۱۷/۵ جو تحت فشار قرار می‌گیرد. پس از عبور از مبدل گرمایی فشار ضعیف، آب وارد شده توسط بخار زیرکش شده از توربین تا دمای ۱۵۷ °C گرم می‌شود. آب خروجی از مبدل‌های گرمایی تحت فرایند گاززدایی قرار می‌گیرد. سپس توسط پمپ‌های دیگ بخار تحت فشار ۲۰۰ جو قرار می‌گیرد و به مبدل‌های فشار قوی هدایت می‌شود.

در مبدل‌های گرمایی فشار قوی آب وارد شده تا ۲۴۵ °C گرم شده و با جذب گرمای دود خروجی از دیگ بخار به دمای ۳۲۰ °C می‌رسد. در دیگ بخار پس از ورود آب به لوله‌های دیواره‌ای و انتقال گرما از طریق مشعل‌ها، بخار آن جدا می‌شود و به مبدل‌های گرمایی هدایت می‌گردد و تا ۵۴۰ °C گرم می‌شود. بخار خشک خروجی از دیگ بخار با فشار ۱۳۰ جو و در دمای ۵۴۰ °C وارد توربین فشار قوی می‌شود. بخار خروجی از توربین فشار قوی بار دیگر در دیگ بخار تا ۵۴۰ °C گرم شده و با فشار ۲۴/۵ جو وارد توربین فشار متوسط می‌گردد و پس از خروج از توربین فشار متوسط وارد توربین فشار ضعیف می‌شود؛ در طی این فرایند انرژی گرمایی و جنبشی بخار توسط توربین‌ها به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود. دور توربین در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه ثابت نگه داشته می‌شود و گشتاور محور توربین به ژنراتور منتقل و برق تولید می‌گردد. برق تولیدی با ولتاژ ۱۵/۷۵ kV



شکل (۵): (الف) نمایی از هندسه و (ب) شبکه بندی برج

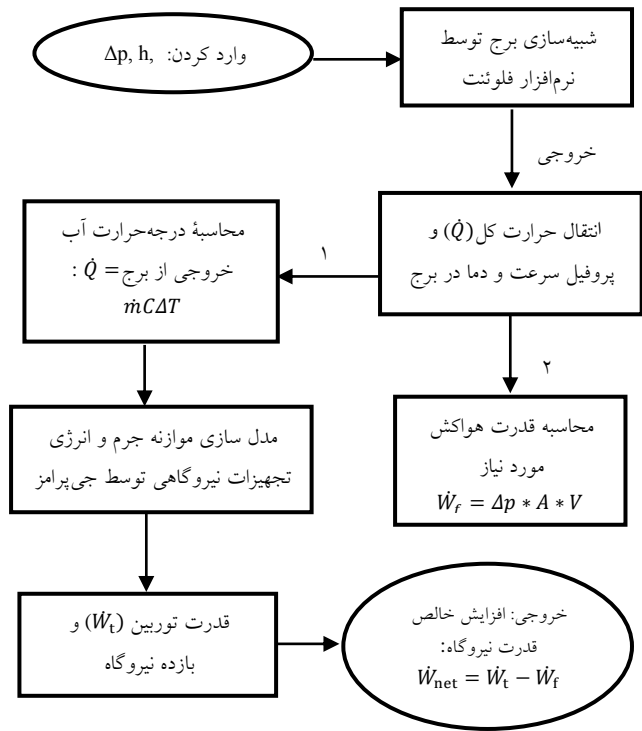
همان طور که در جدول (۳) مشاهده می شود، از شرط مرزی فشار ورودی برای چهار ضلع مکعب استفاده شده است؛ زیرا این شرط مرزی برای جریان هایی که مقدار سرعت ورودی نامعین است، بسیار مناسب می باشد و یک ضلع به عنوان جریان خروجی و یک ضلع به عنوان زمین در نظر گرفته شده است (شکل ۶).



شکل (۶): نمایی از شرایط مرزی استفاده شده در شبیه سازی

در خصوص مبدل های گرمایی چیده شده در اطراف برج، از آنجایی که مدل سازی دقیق رادیاتورها به دلیل کوچک بودن ابعاد رادیاتورها در مقایسه با ابعاد برج تقریباً امکان پذیر نیست، مدل رادیاتور بهترین فرض خواهد بود.

ناحیه رادیاتور به عنوان ناحیه داخلی تعریف می شود، از قسمت شرایط مرزی برای تبدیل آن به ناحیه رادیاتور استفاده شد.



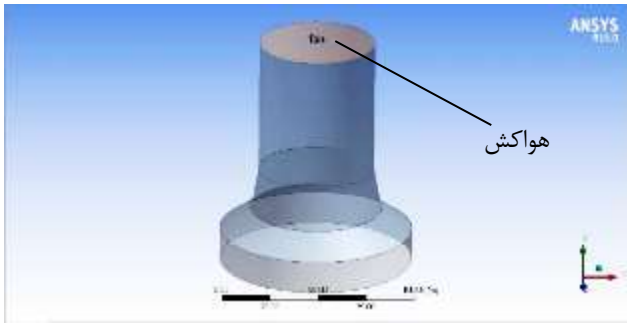
شکل (۴): طرحواره استفاده شده در این مطالعه

### ۳. شبیه سازی برج در فلونت

#### ۳.۱.۳. مدل و فرض ها

مدل مورد استفاده، مدل یک برج واقعی در مقیاس صنعتی یعنی برج خنک کن نیروگاه شهید محمد منتظری طبق شکل (۵-الف) است. به منظور ایجاد مدل هندسی و شبکه بندی هندسه مورد نظر از نرم افزار انسیس استفاده شده است. هندسه مورد نظر سه بعدی بوده و از شبکه ای با کیفیت بسیار بالا برای شبیه سازی جریان استفاده شده است. در شبکه بندی، سعی بر این است که به صورت هوشمند تراکم گره ها در فضای نزدیک برج زیاد و هرچه از برج فاصله گرفته می شود، تراکم گره ها کمتر شود. در کل از ۹۰۰۰۰۰ گره برای شبکه بندی استفاده شده است (شکل ۵-ب). از تنظیم دقت مرتبه دوم<sup>۱</sup> در همه محاسبات استفاده شده است و معیار همگرایی به صورت باقی مانده<sup>۲</sup> برای همه متغیرهای سرعت و جرم ۰/۰۰۱ و برای موازنه انرژی ۰/۰۰۰۰۰۱ تنظیم شده است.

1. Double Precision  
2. Residuals



شکل (۷): نمایی از برج با هواکش

### ۲.۳. معادله‌های حاکم بر جریان

در حل عددی تمامی جریان‌ها، فلوننت از دو معادله پایستگی جرم و تکانه خطی استفاده می‌کند. معادله پایستگی جرم (اصل پایستگی جریان) که برای همه جریان‌ها معتبر است، در رابطه (۳) آورده شده است [۱۷].

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3)$$

معادله تکانه خطی توسط رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4)$$

رادیاتور به صورت یک چشمه گرمایی در معادله انرژی و یک چشمه کاهنده فشار در معادله‌های تکانه مدل شده است.

$$\Delta P = \frac{1}{2} k_L v^2 \quad (5)$$

$$q = h (T_{air,d} - T_{ext}) \quad (6)$$

که  $k_L$  و  $h$  طبق مرجع [۱۲]، از معادله‌های تجربی و تئوری مبدل‌های نوع هلر به دست آمده‌اند. این ضریب‌ها تابع سرعت هوای عبوری از مبدل گرمایی هستند. ضریب  $h$  به صورت رابطه توانی در حل عددی جریان قرار داده شده است.

### ۴. مدل‌سازی نیروگاه در جی پرامز

جی پرامز نرم‌افزاری است که برای مدل‌سازی نیروگاه‌های نفت و گاز به کار می‌رود. مدل‌سازی از سه قسمت تعیین متغیرها، قسمت مدل که معادله‌های پیوستگی جرم و انرژی در آن نوشته می‌شود و قسمتی که مقدار معلوم عددی متغیرها در آن وارد می‌شود، تشکیل شده است. در این تحقیق کل نیروگاه مدل شده است و معادله‌های پیوستگی جرم و انرژی نوشته شده است و هدف آن بدست آوردن مقدار افزایش توان توربین و کارایی برج در مکش‌های مختلف می‌باشد.

### ۱.۴. معرفی روابط و اجزای نیروگاه بخار

معادله‌های (انرژی و جرم) حاکم بر هریک از قطعه‌های موجود در

ورودی‌های آن ضریب افت فشار بوده و شار گرمایی با فرض ضریب انتقال حرارت تعیین شده است.

افت فشار رادیاتور از معادله (۱) به دست می‌آید:

$$\Delta P_{delta} = \frac{1}{2} k_1 v^2 \quad (1)$$

که در آن،  $P$  چگالی سیال،  $k_1$  ضریب افت فشار،  $v$  سرعت هوای عبوری از رادیاتور و  $\Delta P_{delta}$  افت فشار است.

برای مدل کردن رفتار گرمایی رادیاتور، باید عبارتی برای ضریب انتقال گرمایی جابه‌جایی،  $h$ ، به عنوان تابعی از سرعت شاره‌گذرنده از روی رادیاتور،  $v$  بیان کرد. برای به دست آوردن این رابطه، معادله بالا به صورت رابطه (۲) در نظر گرفته می‌شود:

$$q = \frac{\dot{m} c_p \Delta T}{A} = h (T_{air,a} - T_{ext}) \quad (2)$$

$T_{air,a}$  دمای جریان پایین دست مبدل گرمایی (رادیاتور) و  $T_e$  دمای مرجع مایع است.  $h$  ضریب انتقال گرمایی جابه‌جایی است.

افت فشار مبدل‌های فورگو تابع دبی جرمی هوا، زاویه دلتاها و شرایط فیزیکی است. برای گسسته‌سازی معادله‌ها، برای حالت بدون هواکش از معادله‌های مرتبه دوم<sup>۱</sup> و در صورت وجود هواکش از QUICK<sup>۲</sup> استفاده شد.

برای مدل‌سازی تلاطم از مدل ک-امگا<sup>۳</sup> و برای حل معادله‌ها از روش سیمپل سی<sup>۴</sup> استفاده شده است.

اثر هواکش در بالای دهانه خروجی برج طبق شکل (۷) برای دماهای محیط ۳۱۰K و ۳۱۵K، دمای رادیاتور ۳۳۱/۱۵K و اختلاف فشار دو طرف هواکش ۵۰، ۷۵، ۱۰۰، ۱۲۵ و ۱۵۰ پاسکال بررسی شد. ابعاد برج از پایین به بالا برای قسمت پایین، سطح شیب‌دار اول، سطح شیب‌دار دوم، و قسمت گردن برج به ترتیب ۱۷، ۱۱، ۱۱، ۲۲ و ۷۰ متر و قطر ۱۰۰، ۶۸ و ۶۰ متر است.

مشخصات شبیه‌سازی در فلوننت مطابق جدول (۳) است.

جدول (۳): مشخصات شبیه‌سازی فلوننت

نرم‌افزار شبیه‌سازی	فلوننت
هندسه مدل	برج نیروگاه شهید محمد منتظری در اندازه‌های واقعی
شرایط مرزی	از یک مکعب به ضلع‌های ۱۰۰۰ متر که ۴ وجه اطراف مکعب فشار ورودی، وجه پایینی دیوار، وجه بالایی فشار خروجی، برای مبدل‌های گرمایی چیده شده در اطراف برج از مدل رادیاتور استفاده شده است.
مدل‌سازی تلاطم	k- $\omega$
روش حل	SIMPLE C
تعداد گره	۹۰۰۰۰۰

1. Second Order Upwind
2. Quadratic Upwind Interpolation
3. k- $\omega$
4. Simple C

چرخه نیروگاه در جدول (۴) آورده شده است.

چرخه نیروگاه از اجزای اصلی جوشاننده، توربین‌ها، چگالنده و پمپ و نیز به منظور افزایش بازده از اجزای کمکی اجکتور، چگالنده بخار نشتی، گرم‌کن باز<sup>۲</sup> و گرم‌کن‌های بسته تشکیل شده است. علاوه بر آن در مدل فرض شده که توربین‌ها آیزنتروپیک بوده و فاز بخار و مایع خروجی توربین در تعادل هستند. در نیروگاه شهید منتظری بازده جوشاننده برابر ۰/۹۲ و کیفیت بخار خروجی از توربین‌ها ۰/۸۹ = x است (جدول ۶). معادله‌های موازنه جرم و انرژی هریک از اجزای چرخه نیروگاه گرمایی در جدول (۶) فهرست شده است.

جدول (۵): استقلال از شبکه بندی

ردیف	تعداد مش	سرعت میانگین خروجی از برج
شبکه ۱	۱۰۰۰۰۰	۲/۸ متر بر ثانیه
شبکه ۲	۳۰۰۰۰۰	۳ متر بر ثانیه
شبکه ۳	۵۰۰۰۰۰	۳/۵ متر بر ثانیه
شبکه ۴	۷۰۰۰۰۰	۴/۲ متر بر ثانیه
شبکه ۵	۹۰۰۰۰۰	۴/۶۵ متر بر ثانیه
شبکه ۶	۱۱۰۰۰۰	۴/۷ متر بر ثانیه

### ۵. نتایج

میدان توزیع دما در شرایط بدون هواکش در شکل (۸ - الف) نشان داده شده است. همان طور که دیده می‌شود دما در تمامی ناحیه ورودی برج (مبدل گرمایی) افزایش یافته و با یک توزیع یکنواخت وارد برج می‌شود. در ناحیه خروجی انتقال گرما بین هوای خروجی برج و محیط اطراف صورت می‌گیرد که این ناحیه لایه برشی آزاد است. بیشترین تغییر دما در هوای داخل برج در نزدیکی دیوار برج حدود ۱ °C است. این پدیده به دلیل عایق بودن دیوار و عدم وجود انتقال گرما پس از گذر شاره از رادیاتورها، قابل توجیه است.

جدول (۴): شرایط عملیاتی واقعی نیروگاه استفاده شده در مدل جی پرامز

شرایط	اجزای نیروگاه
دمای خروجی ۵۴۰ °C فشار خروجی ۱۳۰ جو	جوشاننده
سه مرحله‌ای HP: دمای خروجی ۳۳۱ °C فشار خروجی ۲۸/۵۴ جو IP: دمای خروجی ۱۶۸ °C فشار خروجی ۱/۲۳ جو LP: دمای خروجی ۵۸ °C فشار خروجی ۰/۱۰۲ جو	توربین
فشار خروجی ۱۷/۵ جو	پمپ
به حفظ خلأ کمک می‌کند.	اجکتور
بخارهای نشتی را چگالنده ۱ با نرخ جریان ۴/۱۸ و چگالنده ۲ با نرخ جریان ۲ تن بر ساعت تبدیل به مایع می‌کند.	چگالنده بخار نشتی
آب تا دمای ۱۵۷ °C گرم می‌شود.	گرم‌کن‌های فشار ضعیف
آب تا دمای ۲۳۰ °C درجه گرم می‌شود.	گرم‌کن‌های فشار قوی

جدول (۶): معادلات موازنه جرم و انرژی روی تجهیزات مختلف

معادله‌ها	اجزای نیروگاه
$Q_b * \eta_b = \dot{m}_{out\_b} \lambda_{out\_b} - \dot{m}_{in\_b} \lambda_{in\_b}$	جوشاننده
$W_T = \dot{m}_{in-T} \lambda_{in-T} - x * (\dot{m}_{vapour-out-T} \lambda_{vapour-out-T}) - (1-x) * (\dot{m}_{liquid-out-T} \lambda_{liquid-out-T}) - \Sigma \dot{m}_{Drain} h_{Drain}$	توربین
$Q_{Cond} = \dot{m}_{in-cond} \lambda_{in-cond} - \dot{m}_{out\_cond} \lambda_{out\_cond} + \Sigma \dot{m}_{GSC} \lambda_{GSC} + \dot{m}_{ejector} \lambda_{ejector} + \dot{m}_{heaterLP\_1} \lambda_{heaterLP\_1}$	چگالنده
$W_p = \dot{m}_{out\_p} \lambda_{out\_p} - \dot{m}_{in\_p} \lambda_{in\_p}$	پمپ
$\dot{m}_{in\_ejector} \lambda_{in\_ejector} - \dot{m}_{out\_ejector} \lambda_{out\_ejector} + \dot{m}_{gland} h_{gland} - \dot{m}_{to\ cond} h_{to\ cond} = 0$	اجکتور
$\dot{m}_{inGSC} \lambda_{inletGSC} - \dot{m}_{outGSC} \lambda_{outGSC} = \dot{m}_{to\ cond} \lambda_{to\ cond} - \dot{m}_{from\ gland} \lambda_{from\ gland}$	چگالنده بخار نشتی
$\dot{m}_{inLP1} \lambda_{inLP1} - \dot{m}_{outLP1} \lambda_{outLP1} = \dot{m}_7 \lambda_7$	گرم‌کن
$\dot{m}_{in-dea} \lambda_{in-dea} - \dot{m}_{out-dea} \lambda_{out-in} + \dot{m}_{from\ HP5} \lambda_{from\ HP5} + \dot{m}_2 \lambda_2 + \dot{m}_{from\ gland} \lambda_{from\ gland} - \dot{m}_{to\ gland} \lambda_{to\ gland} = 0$	گرم‌کن باز

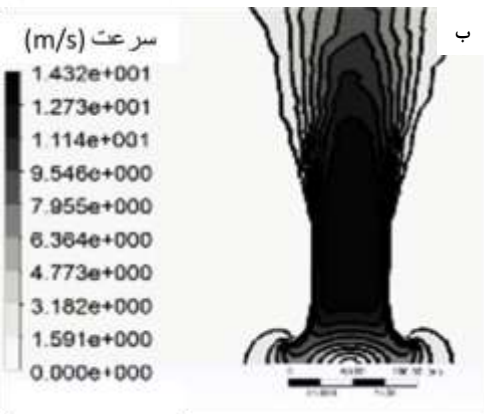
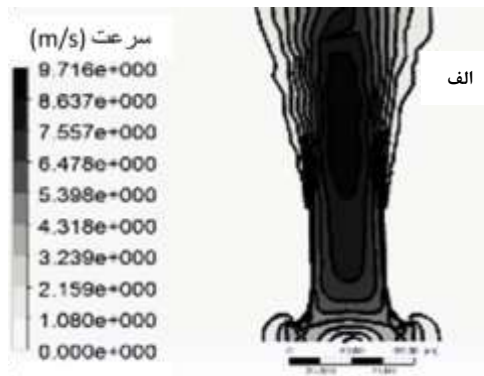
اطلاعات تجربی اندازه‌گیری شده در نیروگاه حاکی است که در دمای محیط برابر با ۳۱۵ K، آب با دمای ۵۰ °C تا ۶۰ °C وارد برج شده و با دمای ۴۰ °C تا ۵۰ °C از برج خارج می‌شود، در حالی که سرعت میانگین خروجی از برج ۴/۷۵ m/s است.

در ابتدا سعی شده نتیجه به دست آمده از شبیه‌سازی یک برج در شرایط جابه‌جایی طبیعی با دماهای مختلف محیط و فشار ۸۱/۸ kPa و رطوبت نسبی ۲۵٪ برآورد شود. این شرایط همان شرایط کاری برج است. برای به دست آوردن نتیجه‌ها ابتدا استقلال از شبکه از ۱۰۰۰۰۰ تا ۱۱۰۰۰۰۰ شبکه بررسی شد که مطابق با جدول (۵) شبکه بندی تشکیل شده از ۹۰۰۰۰۰ المان مستقل از مش در نظر گرفته شد.

1. Ejector
2. Dearator

انتهای برج در ارتفاع ۱۲۰ متری به علت تخلیه هوای گرم به جو و کاهش نسبی مساحت مقطع برج، سرعت شاره افزایش می‌یابد. شایان ذکر است که اندازه‌گیری‌های تجربی سرعت خطی در بالای برج و مدارک نیروگاه نیز همین گستره سرعت متوسط را در فصل تابستان گزارش کرده‌اند که مبین توافق خوب نتایج شبیه‌سازی با شرایط واقعی سرعت در برج می‌باشد.

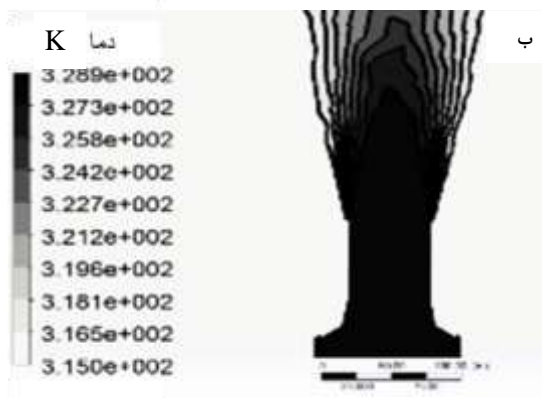
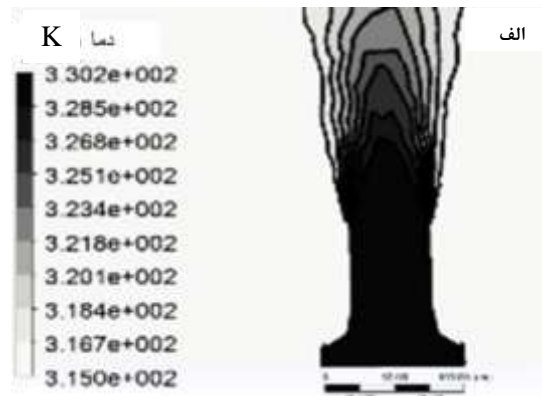
در شرایطی که هواکش در بالای برج قرار داشته باشد مطابق شکل (۹-ب) سرعت میانگین داخل برج به حدود ۱۲m/s ثانیه می‌رسد و سرعت خروجی سیال بیشتر از وقتی است که هواکش وجود ندارد. در نتیجه افزایش سرعت میانگین خروجی از برج نرخ انتقال گرما افزایش یافته و دمای آب خروجی از برج کاهش می‌یابد و در اثر افزایش اختلاف دمای آب ورودی و خروجی، توان توربین و کارایی نیروگاه نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۹): الف. میدان توزیع سرعت در برج بدون هواکش، ب. با هواکش

میدان فشار در شکل (۱۰-الف) نشان داده شده است. همان طور که در این شکل دیده می‌شود، فشار در ناحیه ورودی برج در حدود فشار جو بوده و تا نیمه‌های برج کاهش می‌یابد. سپس از میانه‌های برج روند افزایشی آغاز می‌شود و سرانجام در ناحیه خروجی برج به فشار جو می‌رسد. در لبه ورودی برج به دلیل وجود گردابه، یک ناحیه کم‌فشار پدید آمده است. همان طور که در این شکل دیده می‌شود، اطراف ناحیه

میدان توزیع دما در شرایط با هواکش نیز در شکل (۸-ب) نشان داده شده که در ناحیه خروجی از برج انتقال گرما بین هوای خروجی و محیط اطراف برج به علت افزایش مکش در برج گسترده‌تر شده است.



شکل (۸): میدان توزیع دما در برج، الف. بدون هواکش، ب. با هواکش

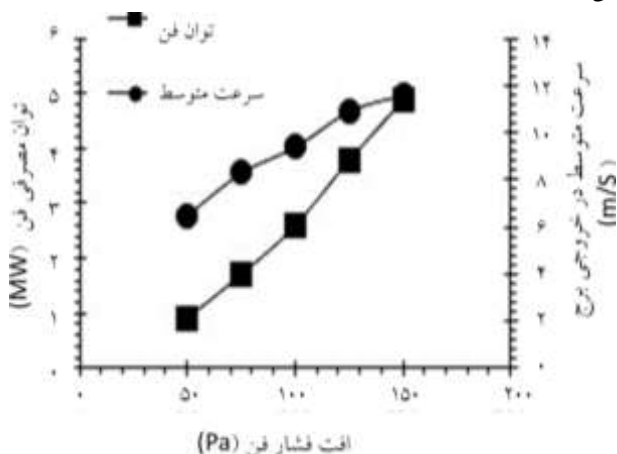
چون نرخ جریان خروجی شاره از برج رابطه مستقیمی با سرعت خروجی از برج دارد، می‌توان سرعت خروجی را به عنوان معیاری از حجم شاره عبوری از روی مبدل‌ها قرار داد.

باید توجه داشت که دمای آب خروجی از رادیاتور عملاً یک تابع چند متغیره از عوامل گوناگون نظیر دمای آب ورودی به رادیاتور، دمای محیط و... است. برای مطالعه تغییر پدیده‌های مختلف ناشی از تغییر دمای محیط، همه عوامل مانند دمای رادیاتور را برابر میانگین دمای کاری آن در نظر گرفته و شبیه‌سازی برج در دماهای مختلف محیط بررسی شده است. گزارش نیروگاه‌های استفاده‌کننده، ضرورت مشاهده علمی کاهش کارایی در مقابل افزایش دمای محیط را به اثبات می‌رساند. افزایش دمای محیط باعث کاهش بیشترین سرعت هوای خروجی از برج و در نتیجه کاهش انتقال گرما بین هوا و رادیاتور می‌گردد که این امر منجر به کاهش کارایی برج خنک‌کن و در نتیجه کاهش عملکرد نیروگاه می‌شود.

همان طور که در شکل (۹-الف) دیده می‌شود در شرایط فعلی برج، سرعت داخل آن به طور میانگین حدود ۵ متر بر ثانیه است و در

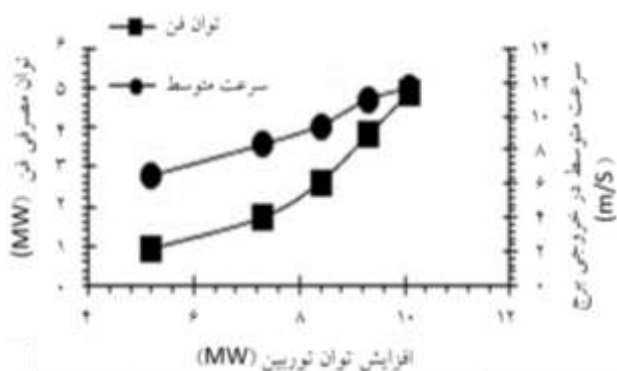


نرم افزار فلوئنت در نظر گرفته می شود، سرعت میانگین هوای خروجی برج از ۵ متر بر ثانیه به حدود  $12 \text{ m/s}$  می رسد و می توان با استفاده از سرعت میانگین قدرت هواکش را به دست آورد که با اختلاف فشار  $150 \text{ Pa}$  و سرعت میانگین  $12 \text{ m/s}$ ، قدرت هواکش  $5 \text{ MW}$  به دست می آید.



شکل (۱۱): نمودار سرعت میانگین هوای خروجی از برج و قدرت هواکش بر حسب اختلاف فشار دو طرف هواکش در دمای  $310 \text{ K}$

با افزایش سرعت میانگین هوای خروجی از برج، توان توربین نیز افزایش می یابد. می توان افزایش توان توربین را به کمک مدل سازی جی پرامز به دست آورد و قدرت هواکش را از آن کم نمود تا افزایش توان خالص توربین به دست آید. با رسیدن سرعت به  $12 \text{ m/s}$  با توجه به نمودار شکل (۱۲) در دمای محیط  $310 \text{ K}$ ، افزایش توان خالص توربین  $10$  مگاوات می شود که در این حالت طبق نمودار قدرت مصرفی هواکش برابر  $5 \text{ MW}$  است.



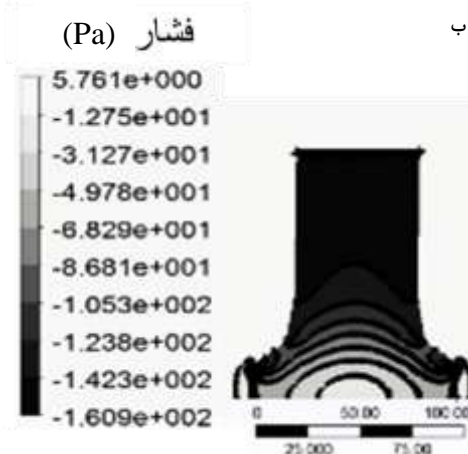
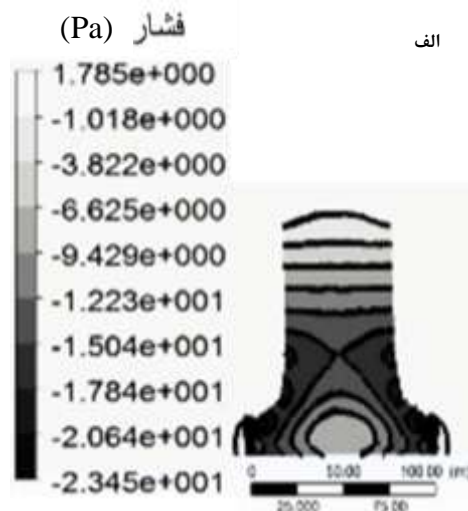
شکل (۱۲): نمودار افزایش توان خالص توربین بر حسب سرعت میانگین هوای خروجی از برج و قدرت هواکش در دمای  $310 \text{ K}$  محیط

همچنین در دمای محیط  $315 \text{ K}$  نیز با رسیدن سرعت به  $12 \text{ m/s}$  با توجه به نمودار شکل (۱۳)، افزایش توان خالص توربین  $7 \text{ MW}$  می شود که در این حالت، طبق نمودار قدرت هواکش برابر  $5 \text{ MW}$  است.

روندی به دودکش یک ناحیه پرفشار ایجاد می گردد و هرچه به سمت خروجی برج نزدیک می شویم، سرعت افزایش می یابد و طبیعتاً فشار کاهش می یابد تا در نهایت به فشار جو می رسد. در ناحیه خروجی انتقال گرما بین هوای خروجی برج و محیط اطراف صورت می گیرد که این ناحیه لایه برشی آزاد است.

در نرم افزار فلوئنت برای بررسی کردن اثر هواکش احتیاج به اختلاف فشار دو طرف آن است؛ این اختلاف فشار می تواند به صورت یک عدد ثابت یا تابع چند جمله ای از مؤلفه عمودی سرعت باشد و در پژوهش حاضر به صورت یک عدد ثابت در نظر گرفته شد.

با وجود این اختلاف فشار در دو طرف هواکش، طبق شکل (۱۰-ب) اختلاف فشار داخل و خارج برج نیز در دماهای محیط  $310 \text{ K}$  و  $315 \text{ K}$  افزایش پیدا کرده و در نتیجه این افزایش اختلاف فشار جریان به سمت خارج برج هم افزایش پیدا کرده است.



شکل (۱۰): الف. میدان توزیع فشار در برج بدون هواکش، ب. با هواکش

همان گونه که در نمودار شکل (۱۱) مشاهده می شود، وقتی اختلاف فشارهای مختلف برای هواکش در دماهای محیط  $310 \text{ K}$  و  $315 \text{ K}$ ، در

که در این حالت هزینه سرمایه‌گذاری برابر ۳۳۰ میلیارد ریال تا ۶۶۰ میلیارد ریال است.

در اجرا با توجه به اینکه قبلاً توربین‌های بادی به قطر ۱۸۰ m نظیر شرکت‌های دانمارکی و آمریکایی در محوطه آزاد در دنیا نصب شده است، می‌توان از آن‌ها الگو گرفت. محدودیت موجود در این مطالعه، کار گذاشتن توربین داخل برج است که با توجه به ابعاد بزرگ برج، ۶۰ m قطر دهانه کوچک، موردی نیست. فقط انتقال پره‌ها به داخل برج یک محدودیت می‌تواند باشد. در نتیجه فعلی برج حدود ۲×۲ m است. احتمالاً در برج‌های موجود، لازم است برای انتقال پره‌های فن به درون برج، در نتیجه ورودی به پهنای حداقل ۴ m و ارتفاع ۵ m افزایش یابد. مورد برج‌های فلزی هلر این کار با جوشکاری و برشکاری میسر است. درباره برج‌های بتنی شاید مقداری مشکل‌تر باشد. در برج‌هایی که قرار است در آینده ساخته شود، کار آسان‌تر است و می‌توان در نتیجه بزرگ‌تری در آن‌ها تعبیه کرد.

برای برگشت زمان سرمایه باید میزان سود حاصل از سرمایه‌گذاری را حساب کرد که بستگی به قیمت فروش هر کیلووات ساعت برق به مشتری دارد. هم‌اکنون کمترین قیمت آن دو هزار و بیشترین قیمت آن نه هزار ریال است در نتیجه طبق رابطه (۵) می‌توان زمان برگشت سرمایه‌گذاری<sup>۱</sup> را به دست آورد [۱۷]:

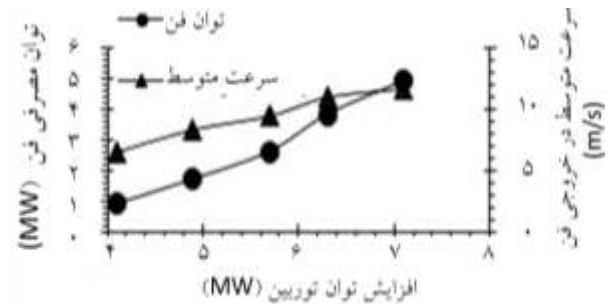
$$P.B.T = \frac{I}{R} \quad (5)$$

که در آن  $I$  میزان سرمایه‌گذاری (\$) و  $R$  سود خالص (\$/year) است. میزان سرمایه‌گذاری با دو برابر کردن قیمت ساخت و نصب برای کمترین مقدار (هر مگاوات ۱/۱ دلار) برابر ۲۷۵ میلیارد ریال می‌شود. چنانچه این مقدار بر بیشترین قیمت فروش افزایش توان تولید یعنی ۷ MW (و IRR ۹۰۰۰ به‌ازای هر کیلووات ساعت) در یک سال تقسیم شود، تا کمترین زمان بازگشت سرمایه محاسبه می‌شود. به همین ترتیب بیشترین زمان بازگشت سرمایه نیز محاسبه می‌شود. دو برابر قیمت ساخت و نصب بیشترین مقدار (هر مگاوات ۲/۲ میلیون دلار) تقسیم بر کمترین قیمت فروش (۲۰۰۰ ریال به‌ازای هر کیلووات ساعت) می‌گردد. توجه شود که در محاسبه زمان بازگشت فرض شده تنها سه ماه از سال نیاز به هواکش مکشی دارد و مابقی سال خاموش است.

$$P.B.T_{\min} = 2 \text{ سال}$$

$$P.B.T_{\max} = 16/4 \text{ سال}$$

در نتیجه طی حداقل دو سال تا حداکثر ۱۶/۴ سال سرمایه اولیه به دست خواهد آمد که دو سال مربوط به فروش هر کیلووات ساعت ۹۰۰۰ ریال و ۱۶ سال مربوط به قیمت فروش ۲۰۰۰ ریال است.



شکل (۱۳): نمودار افزایش توان خالص توربین برحسب سرعت میانگین هوای خروجی از برج و قدرت هواکش در دمای محیط ۳۱۵ K

## ۶. تجزیه و تحلیل اقتصادی

با توجه به نتایج به‌دست‌آمده، اکنون می‌توان از نظر اقتصادی بررسی کرد که زمان بازگشت سرمایه برای گذاشتن هواکش در بالای برج چند سال است. چون در ایران هواکشی به‌اندازه قطر گلوگاه برج (۶۰ m) ساخته نشده است، می‌توان از یک توربین بادی با عملکرد معکوس استفاده کرد؛ یعنی به جای اینکه انرژی باد را به انرژی الکتریکی تبدیل کند، مانند یک هواکش عمل کند. برای مثال در دانمارک، توربین با پره‌های به طول ۸۸ m و قطر توربین ۱۸۰ m نیز ساخته شده است. علاوه بر آن به‌دلیل هم‌راستا بودن محور پره‌ها و محور پایه توربین، این فن ساختار ساده‌تری را از نظر مکانیکی دارد. به این ترتیب می‌توان از قیمت توربین بادی برای به‌دست‌آوردن زمان برگشت سرمایه استفاده کرد.

توربین بادی در نظر گرفته‌شده دارای قدرت ۵ MW است (در نرم‌افزار فلونت تا حداکثر توان ۵ MW برای هواکش در نظر گرفته شده است). هزینه ساخت و نصب یک توربین بادی برای هر مگاوات حدود ۱/۱ تا ۲/۲ میلیون دلار است. در اینجا هزینه کل توربین بادی (با پایه) در نظر گرفته می‌شود تا هزینه نصب آن هم در نظر گرفته شده باشد. شانزده درصد کل مبلغ ساخت برای پایه توربین است. هر دلار مبادله‌ای تقریباً معادل IRR ۳۰۰۰۰ است. پس برای ساخت توربین ۵ مگاواتی حدود IRR ۱۶۵ میلیارد (هر مگاوات ۱/۱ میلیون دلار) تا ۳۳۰ میلیارد ریال (هر مگاوات ۲/۲ میلیون دلار) هزینه لازم است که ۲۶ تا ۵۳ میلیارد ریال آن برای پایه توربین است و ۱۳ درصد از کل مبلغ هزینه، یعنی حدود ۲۱ میلیارد و ۴۵۰ میلیون تا ۴۲ میلیارد و ۹۰۰ میلیون ریال مربوط به جایگاهی است که توربین در آن نصب می‌شود. بنابراین هزینه جایگاه نصب و پایه توربین جزء هزینه‌های اضافی است که می‌توان آن را برای ساخت و دستمزد نصب در بالای برج در نظر گرفت. برای برآورد سرمایه‌گذاری کل مورد نیاز می‌توان هزینه حمل‌ونقل توربین به ایران و دستمزد مهندسین همراه را در بالاترین شرایط برابر با هزینه ساخت توربین (که شامل پایه توربین و هزینه جایگاه نصب است) در نظر گرفت. به بیان دیگر، باید هزینه ساخت و نصب در جایگاه دو برابر شود

فهرست علائم

مساحت	$A$
گرمای ویژه	$C$
زهکشی	$Drain$
چگالنده بخارنشتی	$GSC$
ضریب انتقال گرما	$h$
گرم کن فشار قوی	$HP$
انرژی جنبشی آشفستگی	$k$
ضریب افت فشار	$k_L$
گرم کن فشار ضعیف	$LP$
نرخ جریان جرم سیال	$\dot{m}$
گرمای مبادله شده	$Q$
نرخ انتقال گرما روی رادیاتور	$\dot{Q}$
دمای هوای محیط	$T_{air,d}$
دمای هوای خروجی از مبدل	$T_{ext}$
توربین فشار قوی	$Turbine\_Hp$
توربین فشار متوسط	$Turbine\_IP$
توربین فشار ضعیف	$Turbine\_LP$
آب ورودی به برج	$T_{w-in}$
آب خروجی از برج	$T_{w-out}$
سرعت هوا	$V$
کار	$W$
قدرت هواکش	$\dot{W}$
کیفیت بخار	$X$
علائم یونانی	
اختلاف دمای آب ورودی و خروجی از برج با هواکش	$\Delta T$
افت فشار در مبدل	$\Delta P$
اختلاف فشار دو طرف هواکش	$\Delta p$
آنتالپی	$\lambda$
بازده	$\eta$
چگالی سیال	$\rho$
اتلاف انرژی جنبشی	$\Omega$
زیر نویس ها	
جوشاننده	$b$
چگالنده	$Cond$
ورودی	$In$
خروجی	$out$
پمپ	$p$

این نتیجه‌ها برای دمای هوای محیط  $315\text{ K}$  است. اگر دمای هوای محیط  $310\text{ K}$  باشد، افزایش توان توربین  $10\text{ MW}$  خواهد بود بنابراین زمان برگشت سرمایه طبق روش محاسبه بالا برابر است با:

$$P.B.T_{min} = 1/2 \text{ سال}$$

$$P.B.T_{max} = 11/4 \text{ سال}$$

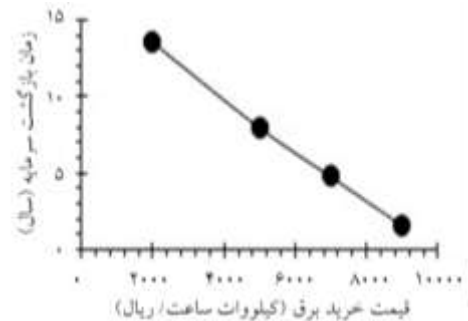
لذا طی  $1/2$  سال تا یازده سال در حالتی که دمای محیط در تابستان  $310\text{ K}$  است، سرمایه برمی‌گردد.

اکنون میانگین برگشت سرمایه در دو دمای محیط برابر است با:

$$P.B.T_{min} = 1/6 \text{ سال}$$

$$P.B.T_{max} = 13/5 \text{ سال}$$

یعنی از  $1/6$  تا  $13/5$  سال طول می‌کشد تا سرمایه بازگردد. شکل (۱۴) تابعیت زمان برگشت سرمایه را برحسب قیمت فروش برق نشان می‌دهد.



شکل (۱۴): نمودار زمان برگشت سرمایه برحسب قیمت خرید برق

۷. نتیجه گیری

با توجه به محدودیت کم آبی، لزوم تغییر برج‌های خنک‌کننده از تر به خشک، در صنایع مختلف کشور اهمیت فراوانی دارد. برای جلوگیری از کاهش کارایی برج‌های خشک هلر در ماه‌های گرم سال، در این مطالعه راهکاری عملی و اقتصادی ارائه شد. اثر قرار دادن هواکش در این‌گونه برج‌ها به صورت موردی در نیروگاه شهید منتظری و در دمای محیط  $310\text{ K}$  و  $315\text{ K}$  بررسی و مشاهده شد که اگر قدرت هواکش برابر  $5$  مگاوات باشد، توان خالص هر واحد از  $7$  تا  $10$  مگاوات افزایش می‌یابد. در نتیجه با توجه به اینکه این نیروگاه دارای  $8$  واحد است، افزایش خالص توان نیروگاه از  $56\text{ MW}$  تا  $80\text{ MW}$  خواهد بود که معادل  $4\%$  درصد افزایش است. این در حالی است که میانگین سرعت خروجی برج از  $5\text{ m/s}$  به  $12\text{ m/s}$  ثانیه افزایش می‌یابد. زمان بازگشت سرمایه برای گذاشتن هواکش از  $1/6$  تا  $13/5$  سال بسته به قیمت خرید برق خواهد بود. بر پایه خرید قیمت برق تضمینی برابر با  $IRR$   $8000$  ریال به‌ازای هر یک  $kWh$  که قیمت مصوب خرید برق با منشأ تجدیدپذیر در سال  $1395$  است، برگشت سرمایه راهکار ارائه شده در این مطالعه، برابر یک سال و چهار ماه پیش‌بینی می‌شود.

- [1] Yang, W. "Spray Cooling of Air-cooled" International Journal of Heat and mass transfer, Vol. 18, No. 2, pp. 311–317, 1975.
- [2] Wataru, N., Heikichi, K., Shigeki, H. "Heat Transfer from Tube Banks to Air/Water Mist Flow" International Journal of Heat and mass transfer, Vol. 31, No. 2, pp. 449–460, 1988.
- [3] Walczyk, H. "Enhancement of Heat Transfer from Air-Fin Coolers with Water Spray" Chemical Engineering and Processing, Vol. 32, No. 2, pp. 131–138, 1993.
- [4] Hasan, A., Siren, K. "Performance Investigation of Plain Circular and Oval Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers" Applied Thermal Engineering, Vol. 24, No. 5–6, pp. 777–790, 2004.
- [5] Chen, R.-H., Chow, L. C., and Navedo, J. E. "Optimal Spray Characteristics in Water Spray Cooling" International Journal of Heat and mass transfer, Vol. 47, No. 23, pp. 5095–5099, 2004.
- [6] Gholami, E., Ahmadi Kia, H. "Analytical Study Water Spray and Wind on the Efficiency of the Natural Dry Cooling Tower" The First Conference Power Plants, Qazvin, Iran Association of Electrical and Electronics Engineers, International University of Imam Khomeini, 2008.
- [7] Javadi, M., Golshani, A., Ghasemi, A. M., Anbarsooz, M. and Moghiman, M. "Improving Power Plant Efficiency Using Water Droplet Injection in Air Condensers" World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 62, pp. 619–623, 2010.
- [8] Ahmadi Kia, H., Jalilzadeh, H. "Optimization Water to Increase the Efficiency of the Spray Drying Compulsion Fourth Natural Dry Cooling Tower" The Fourth Conference Power Plants, Tehran, Iranian Association of Electrical and Electronics Engineers, 2011.
- [9] Yuan, A., Jing, F., Ujun, L. L. "Parametric Study on Spray Cooling Systems in Natural Draft Dry Cooling Towers with a New Nozzle Representation Approach" in Proceedings of the 17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat, Gold Coast, QLD, Australia, pp. 1–12, 2015.
- [10] Chen, L., Yang, L., Du, X. and Yang, Y. "Performance Improvement of Natural Draft Dry Cooling System by Interior and Exterior Windbreaker Configurations" International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 96, pp. 42–63, 2016.
- [11] Yazdi, S., Gharehjanloo, S. "Proposition of Obliqueable Ring Installation at Crown of the Hellertype Cooling Tower for Reduction of Throttling Effect in Windy Condition" Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 3, pp. 185–193, 2014.
- [12] Mechanic, A., AhmadiKia, H., Soleimani, d. "The Effect of Variations in Ambient Temperature and Wind on the Performance of Natural Dry Cooling Heller Towers" Sixteenth Annual Conference of Mechanical Engineering, Kerman, Faculty of Engineering, Shahid Bahonar University, 2008.
- [13] Ghazanfar, A. "Optimization Heller Indirect Dry Cooling System" Third Energy and Environment Conference, Tehran, Kimiya Hamandishan Energy, 2013.
- [14] Bagheri, S. and Nikkhoo, M. "Investigation of the Optimum Location for Adding Two Extra Helertype Cooling Towers in Shazand Power Plant" in Proceedings of the 17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat, Australia, pp. 74–83, 2015.
- [15] Yang, L. J., Chen, L., Du, X. Z., Yang, Y. P. "Effects of Ambient Winds on the Thermo-flow Performances of Indirect Dry Cooling System in a Power Plant" International Journal of Thermal Sciences, Vol. 64, pp. 178–187, 2013.
- [16] Jahangiri, A., Glnshan, A. "Assessment of Functional Heat Recovery Due to Injected the Exhaust into Heller Tower" The First National Conference Industry Thermal Power Plant, Tehran, Tehran University, 2009.
- [17] Scott, B. and Andrew, J. "Finance for Managers" pp. 212–213, 2015.