ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2020;20(11):2653-2670

Numerical Simulation of Natural Draft Dry Cooling Tower of Yazd Combined Cycle Power Plant: Evaluation of the Louvre Angle Effect

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors
Rashidinejad M.[1] PhD,
Maddahian R.[2] PhD,
Abbasian Arani A.[3*] PhD

How to cite this article
Rashidinejad M, Maddahian R, Abbasian Arani A. Numerical Simulation of Natural Draft Dry Cooling Tower of Yazd Combined Cycle Power Plant: Evaluation of the Louvre Angle Effect. Modares Mechanical Engineering. 2020; 20(11):2653-2670.

ABSTRACT

The main disadvantage of natural draft dry cooling towers is the influence of atmospheric conditions such as ambient temperature and wind speed on the thermal performance. Wind disrupts the natural flow of air inside the tower creating vortices at the back and inside the tower that disrupts the air flow structure. When the wind blows, increasing the velocity of inlet air through the front louvers causes the air to pass through the behind louvers rather than outlet opening. The negative effect of this phenomenon reduces the cooling performance and consequently reduces the turbine production power in power plants. A good solution to this problem is to adjust the Louvers angle correctly. Therefore, in the present study, the thermal performance of the dry cooling tower was evaluated under the conditions of opening and closing the front louvers and changing their angle. In this regard, a natural draft dry cooling tower unit with the dimensions of the cooling tower located in combined cycle power plant was simulated using 3D model in fluent software and the numerical results have been validated by experimental data. The Realizable k-ε turbulent model is used to model the turbulent flow. The performance of the tower has been studied in three modes, including no wind, with the wind and fully open louvers and with the wind and semi-open louvers. According to the results, by partially removing the louvers to 60°, heat transfer and mass flow rate can be increased to 16% and 15% respectively.

Keywords Dry cooling tower, Numerical simulation, Heat transfer, Louver, Wind

[1]Department of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran
[2]Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
[*3]Professor, Mechanical Engineering Department, University of Kashan, Kashan, Iran

*Correspondence
Address: Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan
Phone: +98 (31) 55913436
Fax: -
abbasian@kashanu.ac.ir

Article History
Received: January 02, 2020
Accepted: October 17, 2020
ePublished: November 20, 2020

CITATION LINKS

[1] Numerical simulation of fluid flow and thermal performance... [2] Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers... [3] The performance of natural draft dry cooling towers... [4] Improving cooling efficiency of dry-cooling towers... [5] A proposed stack configuration for dry cooling tower... [6] Numerical simulation of water spray... [7] Windbreak walls reverse the negative effect... [8] The influence of windbreak wall... [9] Influence of ambient conditions and water flow... [10] Numerical study on the cooling performance... [11] Effect mechanism of air deflectors... [12] Influences of height to diameter ratios... [13] A new theoretical method for predicating the part-load... [14] Simulation of the UQ Gatton... [15] CFD analysis of pre-cooling water spray system... [16] Measurements of crosswind influence... [17] A new natural draft dry cooling tower... [18] Effects of pressure loss coefficients of heat exchanger... [19] Effects of external wind breakers of Heller dry cooling system... [20] Wind-break walls with optimized setting angles... [21] Investigations on the influence of nozzle arrangement... [22] Entransy analysis optimization of cooling water... [23] Quantitative research of spray cooling effects... [24] Flow deflectors to release the negative defect of natural wind... [25] Critical Impact Factors on the Cooling Performance... [26] Interaction effects of natural draft dry cooling tower... [27] Effects of configuration of stack outlets and cooling towers... [28] Field study on airflow pattern through radiator... [29] Proposition of obliqueable ring installation... [30] Advanced Fluid Mechanics [31] A New k-ε Eddy Viscosity Model... [32] Main Cooling System Provisional Acceptance... [33] Fluid Mechanics of the Atmosphere

Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

شبیه‌سازی عددی برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی نیروگاه سیکل ترکیبی یزد: بررسی تأثیر زاویه لوور

محسن رشیدی‌نژاد PhD
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران
رضا مداحیان PhD
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران
علی‌اکبر عباسیان آرانی* PhD
گروه حرارت و سیالات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

چکیده
عیب اصلی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی، تأثیر شرایط جوی نظیر دمای محیط و وزش باد بر روی عملکرد حرارتی این نوع از برج‌ها است. وزش باد باعث اختلال در جریان طبیعی هوای درون برج شده و با ایجاد گردابه‌هایی در پشت و درون برج، ساختار جریان هوا را کاملاً مغشوش می‌کند. در هنگام وزش باد، سرعت هوای واردشده از لوورهای جلوی برج به حدی زیاد است که به جای خروج از دهانه برج، از لوورهای روبرویی عبور می‌کند. اثر منفی این پدیده باعث کاهش قدرت سرمایی برج و در نتیجه کاهش توان تولیدی توربین در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی می‌گردد. یک راهکار مناسب جهت رفع این مشکل، تنظیم صحیح و به موقع لوورها است. لذا در پژوهش حاضر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن خشک در شرایط باز و بسته شدن لوورهای جلویی و تغییر زوایای آن‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته است. در این راستا، یک واحد برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی مطابق با ابعاد برج مستقر در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به صورت سه‌بعدی و با بهره‌گیری از نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی شده و نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تجربی اعتبارسنجی گردیده‌اند. جهت مدل‌سازی جریان مغشوش از مدل تلاطمی Realizable $k-\varepsilon$ استفاده‌شده و عملکرد برج در سه حالت بدون وزش باد، با وزش باد و لوورهای کاملاً باز و با وزش باد و لوورهای نیمه‌باز مورد بررسی قرار گرفته است. مطابق نتایج، با نیمه‌باز گذاشتن لوورهای واقع تا زاویه °۶۰ می‌توان انتقال حرارت را ۱۶٪ و دبی جرمی را ۱۵٪ افزایش داد.
کلیدواژه‌ها: برج خنک‌کن خشک، شبیه‌سازی عددی، انتقال حرارت، لوور، باد

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۱۲
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۷/۲۶
*نویسنده مسئول: abbasian@kashanu.ac.ir

۱- مقدمه
چرخهٔ آب در نیروگاه‌های بخار یک سیکل بسته را طی می‌کند، بنابراین باید فشار بخار خروجی از توربین (که دما و فشار آن کاهش یافته است) افزایش‌یافته و وارد بویلر شود. جهت دست‌یابی به بیش‌ترین مقدار انرژی از جریان بخار در توربین، عموماً این جریان به صورت دو فازی است. افزایش فشار یک جریان دو فازی مشکل و پرهزینه بوده، لذا بخار خروجی از توربین در کندانسور به مایع تبدیل‌شده و سپس فشار آن به کمک پمپ افزایش می‌یابد. البته بنا بر قانون دوم ترمودینامیک لازم است در یک سیکل تولید قدرت، قسمتی از گرما به محیط داده شود که این انتقال گرما در برج‌های خنک‌کن صورت می‌گیرد. برج‌های خنک‌کن به دو دسته مرطوب و خشک تقسیم می‌شوند که جریان هوا در آن‌ها می‌تواند به دو طریق اجباری یا طبیعی برقرار شود. عیب اصلی برج‌های خنک‌کن خشک طبیعی، تأثیر شرایط جوی نظیر دمای محیط و وزش باد بر روی عملکرد حرارتی آن‌ها است. وزش باد باعث اختلال در جریان طبیعی هوای درون برج شده و با ایجاد گردابه‌هایی در پشت و درون برج، ساختار جریان هوا را کاملاً مغشوش می‌کند. در هنگام وزش باد، سرعت هوای واردشده از لوورهای جلوی برج به حدی زیاد است که به جای خروج از دهانه برج، از لوورهای روبرویی عبور می‌کند. هم‌چنین عبور باد از روی دهانهٔ برج مانع عبور عادی هوا از آن می‌شود. اثر منفی این پدیده‌ها سبب کاهش قدرت سرمایی برج شده و دمای آب کندانسور را زیاد می‌کند، بنابراین فشار کندانسور افزایش‌یافته و توان تولیدی توربین کم می‌شود. لذا لازم است جهت رفع این مشکلات راهکارهای مناسبی ارائه شود که با تنظیم صحیح و به موقع لوورها می‌توان این تأثیرات را تا حدودی مهار کرد.

سو و همکاران[1] جریان سیال و توزیع دمای برج خنک‌کن خشک را تحت تأثیر باد عرضی شبیه‌سازی نمودند. نتایج در حالت بدون در نظر گرفتن باد و تحت تأثیر باد با سرعت‌های ۵m/s و ۱۰m/s باهم مقایسه شده‌اند. کروگر[2] یک مدل تحلیلی یک بعدی جهت پیش‌بینی بازده خنک‌سازی برج‌های خنک‌کن خشک جریان طبیعی تحت تأثیر باد عرضی ارائه نمود. این مدل شامل معادلات بالانس انرژی و جریان هوا بوده و با داده‌های صنعتی اعتبارسنجی گردیده است. الواکد و بهنیا[3] با ارائه یک مدل عددی سه‌بعدی، عملکرد یک برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی را تحت تأثیر باد عرضی مورد ارزیابی قراردادند. در این پژوهش تأثیر دیوارهای بادشکن بررسی‌شده و پژوهشگران موفق شدند که نسبتی بین میزان انتقال حرارت تحت شرایط بدون باد و تحت تأثیر باد عرضی بیان نمایند. مطابق با نتایج ارائه‌شده، سرعت بیش‌ترین میزان تأثیر را بر عملکرد برج داشته و عملکرد برج با افزایش سرعت باد تا ۱۰m/s به میزان ۳۰٪ افت خواهد نمود.

ژای و همکاران[4] با مطالعه عددی و تجربی برج خنک‌کن خشک و مدل‌سازی دیوارهای بادشکن در مسیر هوای ورودی به برج، بیان کردند که بهره‌گیری از دیوارهای بادشکن عمود بر مسیر جریان می‌تواند تا ۵۰٪ بازده خنک‌سازی برج را بهبود بخشد. گودرزی[5] با پیشنهاد طرحی جدید برای بخش دودکش برج خنک‌کن خشک و مدل‌سازی عددی آن توانست بازده خنک‌سازی برج را تا ۹٪ در قیاس با برج‌های رایج بهبود بخشد. الخدیر و همکاران[6] با مدل‌سازی سه‌بعدی برج خنک‌کن خشک، تأثیر شرایط محیطی را بر میزان تبخیر آب اسپری خنک‌کننده هوای ورودی به برج مورد بررسی قراردادند. لو و همکاران[7, 8] تأثیر باد عرضی را بر عملکرد یک برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی در سایز کوچک مورد

ارزیابی قرار داده و تأثیرات سرعت و زاویه باد را بر بازده خنک‌سازی برج محاسبه نمودند.

هی و همکاران[9] با کد نویسی در برنامه متلب، عملکرد برج خنک‌کن خشک با اسپری آب خنک‌کننده هوای ورودی را مورد بررسی قرار داده و تأثیر دبی جرمی آب اسپری را بر نرخ انتقال حرارت برج و تبخیر آب محاسبه نمودند. ژائو و همکاران[10,11]عملکرد برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی با رادیاتورهای عمودی را تحت بار حرارتی ثابت مورد بررسی قراردادند. در بار حرارتی ثابت و دمای ثابت آب ورودی، بازده خنک‌سازی هر قطاع از مبدل حرارتی تحت تأثیر باد عرضی ارزیابی شده است. لیائو و همکاران[12] با حل عددی برج خنک‌کن خشک و ارائه میدان‌های فشار، دما و سرعت هوای درون و اطراف برج، توانستند تأثیر پارامتر نسبت ارتفاع به شعاع برج را بر دمای آب خروجی و انتقال حرارت برج محاسبه نمایند. مطابق نتایج، در سرعت‌های پایین باد عرضی، کارآیی حرارتی برج برای نسبت ارتفاع به شعاع کمتر بهتر بوده و در سرعت‌های بالای باد عرضی، تأثیر این پارامتر بر کارآیی حرارتی برج ناچیز است. ما و همکاران[13] با ارائه یک مدل تحلیلی جدید بر پایه سرعت هوای خروجی از برج خنک‌کن خشک، توانستند نرخ انتقال حرارت برج را محاسبه نمایند.

لی و همکاران[14] یک برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی به ارتفاع ۲۰m را در منطقه گاتن بصورت سه‌بعدی شبیه‌سازی نموده و تأثیرات دمای هوای محیط و آب گرم ورودی را بر بازده خنک‌سازی برج محاسبه نمودند. ژیا و همکاران[15] با شبیه‌سازی عددی اسپری آب در ورودی هوا به برج خنک‌کن خشک، بیان نمودند که در فصل تابستان و سرعت‌های پایین باد، تأثیر چینش افقی نازل‌ها در قیاس با چینش عمودی برای بهبود عملکرد برج به مراتب بیشتر است. لی و همکاران[16] تأثیر باد عرضی را بر عملکرد یک واحد برج خنک‌کن خشک واقع در نیروگاه خورشیدی مورد بررسی قرار داده و بر اساس آن توزیع دمای هوای داخل و خارج از برج را ارائه نمودند. گودرزی و همکاران[17] طرح جدیدی از برج خنک‌کن خشک را جهت بهبود عملکرد حرارتی تحت وزش باد ارائه نمودند که در آن قسمت تحتانی برج به نحوی طراحی‌شده که زاویه بین دو رادیاتور مجاور هم ۱۶۲° باشد. هم‌چنین از یک حل عددی جهت پیش‌بینی عملکرد هیدرولیکی - حرارتی برج بهره گرفته‌شده و نتایج حاصله با عملکرد برج‌های موجود مقایسه گردیده است. نتایج حاکی از بهبود عملکرد حرارتی این برج نسبت به برج‌های موجود در سرعت بالای ۳m/s بوده و عملکرد برج را مستقل از جهت وزش باد می‌سازد. ما و همکاران[18] با حل عددی برج خنک‌کن خشک، تأثیر ضریب افت فشار مبدل حرارتی را بر عملکرد برج مورد ارزیابی قرار داده و مطابق نتایج این پژوهش، افزایش این پارامتر باعث کاهش تغییرات انتقال حرارت و در نتیجه افزایش جزئی کارآیی گرمایی کلی برج می‌شود.

سیفی و همکاران[19] با حل عددی سه‌بعدی برج خنک‌کن خشک و بهره‌گیری از مدل تلاطمی $k-\varepsilon$، تأثیر دیوارهای بادشکن را بر عملکرد برج مورد بررسی قرار داده و مطابق نتایج این پژوهش، افزودن دیوارهای بادشکن ضمن کاهش دمای آب خروجی و بهبود بازده گرمایی برج، منجر به افزایش توان تولید نیروگاه نیز می‌گردند. ما و همکاران[20] با حل عددی برج خنک‌کن خشک و بررسی تأثیر دیوارهای بادشکن در اطراف برج، زاویه بهینه قرارگیری این دیوارها را نسبت به برج محاسبه نمودند. سان و همکاران[21] تأثیر جانمایی، چینش و زاویه پاشش نازل‌های اسپری آب خنک‌ساز هوای ورودی به برج خنک‌کن خشک را بر عملکرد آن مورد بررسی قرار داده و مطابق نتایج این پژوهش، نازل‌های رو به بالا تأثیر کمتری در بهبود عملکرد برج نسبت به نازل‌های رو به پایین دارند. وی و همکاران[22] با حل عددی برج خنک‌کن خشک، تأثیر بهینه‌سازی دبی جرمی آب ورودی را بر انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی برج خنک‌کن خشک مورد بررسی قرار داده و بر این اساس، دبی جرمی بهینه آب را برای سرعت‌های متفاوت باد محاسبه نمودند.

ما و همکاران[23] تأثیر افزایش سیستم اسپری آب در لوورهای ورودی هوای برج خنک‌کن خشک را با بهره‌گیری از یک مدل عددی انتگرالی مورد ارزیابی قرار داده و مطابق نتایج این پژوهش، افزودن اسپری آب عملکرد حرارتی برج را ۶/۹۴٪ افزایش داده و میزان تهویه آن را ۲/۷۵٪ کاهش می‌دهد. وو و همکاران[24] با حل عددی برج خنک‌کن خشک، تأثیر افزودن منحرف‌کننده منحنی شکل جریان باد را در مسیر هوای ورودی به برج مورد بررسی قرار داده و مطابق نتایج این پژوهش، تأثیر این منحرف‌کننده بر پارامترهای دبی جرمی هوا، دفع حرارت، دمای آب خروجی و فشار خروجی هوا کمتر از ۰/۵٪ است. جی و همکاران[25] با بررسی و بهبود پارامترهای بحرانی طراحی برج خنک‌کن خشک از جمله شکل برج، جانمایی رادیاتورها، شرایط باد عرضی و نسبت دبی جرمی آب در گردش به بخار خروجی، به یک مدل بهینه جهت طراحی آن دست یافتند. خنسلو و همکاران[26] اثر متقابل کارآیی برج خنک‌کن خشک واقع در نیروگاه بخار شهید منتظری (کشور ایران) و ارزیابی انرژی، اگزرژی، اقتصادی و محیطی این نیروگاه را مورد بررسی قراردادند. این پژوهش عملکرد برج را در دو حالت دمای ثابت هوای محیط و بدون وزش باد و تغییرات جزئی در دمای هوای محیط و باد عرضی ارزیابی می‌نماید. مطابق نتایج، تأثیر باد عرضی در قیاس با دمای هوای محیط بر عملکرد برج و کارآیی سیکل نیروگاه به مراتب بیشتر است.

صدیقی و بازرگان[27] تأثیر آرایش دهانه خروجی دودکش‌ها و برج‌های خنک‌کننده را بر میدان جریان و توزیع دود مورد بررسی قراردادند. در این مقاله دودکش‌ها و یا برج‌های خنک‌کننده با آرایش دهانه خروجی متفاوت مورد مطالعه قرارگرفته‌اند. اثر آرایش دهانه خروجی نسبت به جهت باد بر مسیر حرکت دود و

نحوه پخش آن مورد توجه ویژه واقع شده است. برای مدل‌سازی آشفتگی در جریان دود خروجی از دودکش، از مدل غیرخطی استفاده شده است. هنگام استفاده از دودکش با چند خروجی، مسیر حرکت آلاینده‌ها و نیز نحوه پخش آن‌ها وابسته به جهتی است که باد بر دودکش بوزد. بسته به جهت باد، مسیر حرکت آلاینده در مقایسه با حالت دودکش با تک خروجی می‌تواند به بالاتر و یا پایین‌تر نسبت به سطح زمین منتقل شود. علت این تغییرات به نحوه تأثیرگذاری میدان‌های کم فشار پایین‌دست جریان و پرفشار بالادست جریان بر گردابه‌های CVRP است. نحوه پخش آلاینده نیز بسته به جهت باد و شکل هندسی خروجی دودکش می‌تواند دست‌خوش تغییرات گردد که در این مقاله بررسی شده است.

اردکانی و رنجبر[28] الگوی جریان هوای ورودی به رادیاتورهای برج خنک‌کن خشک هلر را به صورت میدانی مورد بررسی قراردادند. یکی از عوامل محیطی تأثیرگذار بر عملکرد برج خنک‌کن خشک میزان وزش باد محیط است. بر اساس تحقیقات انجام‌شده وزش باد باعث کاهش راندمان برج خنک‌کن خشک تا حدود ۲۰٪ می‌شود. لذا مطالعات و تحقیقات زیادی در جهت بهبود کارایی برج‌های خنک‌کن انجام شده است. اگرچه تحقیقات گوناگون به روش‌های تجربی و عددی انجام شده است، ولی بسیاری از داده‌های به دست آمده دارای اعتبارسنجی مناسب نبوده و نیاز است که تحقیقات میدانی مناسبی انجام پذیرد. به این منظور نیاز است تا الگوی جریان هوا در اطراف قسمت پایین برج خنک‌کن و داخل دلتاها بررسی شود. در این تحقیق که از نوع میدانی است، الگوی جریان هوا در اطراف قسمت پایین برج و درون دلتاهای برج خنک‌کن نیروگاه منتظری قائم مورد ارزیابی قرار گرفته است. با بررسی نتایج مشخص گردید که جریان در اطراف قسمت پایین برج خنک‌کن فاقد جدایش است. سکتورهای در جهت باد و پشت به آن دارای بیش‌ترین بازدهی و سکتورهای مماس به باد دارای کمترین بازدهی می‌باشند که این موضوع ناشی از الگوی جریان ورودی به دلتا است، به طوری‌که جریان در دلتاهای مناسب به صورت یکنواخت وارد رادیاتور می‌شود ولی در دلتاهای بحرانی یک حرکت گردابه مانند دارد و فقط مقدار کمی از آن وارد رادیاتور می‌شود.

صباغ یزدی و قره‌جانلو[29] نصب حلقه کج شونده در تاج برج خنک‌کن هلر را جهت کاهش انسداد خروج هوا از بالای آن در هنگام وزش باد مورد بررسی قراردادند. عملکرد برج‌های خنک‌کن خشک به شدت تحت تأثیر نامطلوب وزش باد قرار می‌گیرد. در سال‌های اخیر موضوعات فراوانی در خصوص بکارگیری تجهیزات جدید، استفاده از مصالح نوین، تغییر در هندسه برج و... برای بهینه‌سازی عملکرد برج‌های خنک‌کن هلر مطرح شده است. در این تحقیق، برای کاهش اثر انسداد دهانه خروجی دودکش برج و افزایش بازدهی آن در هنگام وزش باد، تجهیزاتی در بالای برج پیشنهاد شده است. بدین منظور دو نمونه حلقه کشسان با ارتفاع ۵ و ۱۰ درصد ارتفاع برج خنک‌کن در نظر گرفته شده است. در این مدل‌سازی، برای بررسی تجهیزات پیشنهادشده از نرم‌افزار تجاری انسیس (ANSYS) استفاده شده است. ابتدا برای بررسی درستی عملکرد مدل عددی، تغییرات فشار حاصل از حل عددی برج خنک‌کن با مقادیر پیشنهادی آیین‌نامه VGB آلمان مقایسه شده است. پدیده شناوری حرارتی به حرکت رو به بالای جریان هوا کمک می‌کند. با فرض اینکه، این پدیده به نتایج کار حاضر کمک می‌کند، از مدل‌سازی آن صرف‌نظر شده است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که در صورت نصب تجهیزات پیشنهادشده در بالای برج، می‌توان دبی جریان هوای خروجی از دهانه بالایی برج را به میزان ۹ تا ۱۲/۶ درصد نسبت به حالت معمول بهبود بخشید و در نتیجه باعث افزایش کارآیی برج شد.

بررسی تحقیقات ارائه‌شده در زمینه برج‌های خنک‌کن خشک مشخص می‌کند که در پژوهش‌های انجام‌شده، بررسی نرخ انتقال حرارت برج و تأثیر دیوارهای بادشکن و پاشش آب بر روی هوای ورودی به برج جهت افزایش بازده خنک‌سازی آن مورد توجه قرار گرفته است. هم‌چنین جهت ساده‌سازی روابط و حل معادلات چند مجهولی از فرضیات متعددی استفاده‌شده که منجر به خطاهای قابل‌ملاحظه‌ای در نتایج در قیاس با نتایج تجربی گردیده‌اند. در پژوهش حاضر، هدف بررسی تأثیر زاویه لوور به عنوان مجرای عبور هوا از برج خنک‌کن خشک بر روی بازده خنک‌سازی آن می‌باشد. لذا یک مدل سه‌بعدی از برج مطابق با ابعاد برج خنک‌کن خشک طبیعی مستقر در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد در نرم‌افزار گمبیت (GAMBIT) ترسیم و مش بندی شده است. سپس وارد نرم‌افزار فلوئنت (FLUENT) شده و شرایط حل دامنه‌ها و شروط مرزی به نحوی برای آن تعریف‌شده که بتواند مقادیر انتقال حرارت را به درستی پیش‌بینی نماید. نهایتاً عملکرد برج در سه حالت بدون وزش باد، با وزش باد و لوورهای کاملاً باز و با وزش باد و لوورهای نیمه‌باز مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۲- معادلات حاکم

در پژوهش حاضر، معادلات حاکم برای پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت روابط (۱) تا (۳) هستند[30]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j}=0 \qquad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+ \\ +\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right]+\rho a_i \qquad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p T u_j)= \\ =\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(k'+k'_t)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right]+\beta T\left(\frac{\partial p}{\partial t}+u_j\frac{\partial p}{\partial x_j}\right) \qquad (۳)$$

هم‌چنین جهت پیش‌بینی رفتار جریان مغشوش از مدل تلاطمی Realizable $k-\varepsilon$ استفاده‌شده که معادلات آن مطابق با روابط (۵) تا (۴) هستند[28]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k)= \\ =\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon \quad (۴)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+ \\ +\rho C_1 S\varepsilon-\rho C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\frac{\varepsilon\mu}{\rho}}}+C_{2\varepsilon}C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_b \quad (۵)$$

که G_k نشان‌دهنده تولید انرژی جنبشی تلاطمی بوده و مطابق با رابطه (۶) تعریف می‌شود[31]:

$$G_k=\mu_t s^2 \quad (۶)$$

مقدار کرنش (S) به صورت رابطه (۷) تعریف می‌شود[31]:

$$S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \qquad S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (۷)$$

تأثیر تلاطم بر نیروی شناوری در جمله G_b نهفته است (رابطه ۸)[31]:

$$G_b=\beta\frac{\mu_t}{Pr_t}\frac{\partial T}{\partial x_i}g_i \quad (۸)$$

در مدل Realizable $k-\varepsilon$ ضرایب C_μ، C_1 و $C_{3\varepsilon}$ غیرثابت بوده و طبق روابط (۹) تا (۱۱) تعریف می‌شوند[31]:

$$C_\mu=\frac{1}{A_\circ+\sqrt{3}\frac{k}{\varepsilon}S\cos\phi} \qquad \phi=\frac{1}{3}\cos^{-1}\left(8\sqrt{3}\frac{S_{ij}S_{ik}S_{ki}}{S^3}\right) \quad (۹)$$

$$C_1=Max\left(0.43\frac{Sk}{Sk+5\varepsilon}\right) \quad (۱۰)$$

$$C_{3\varepsilon}=\tanh\left|\frac{\text{مؤلفه سرعت موازی با جهت جاذبه}}{\text{مؤلفه سرعت عمود بر جهت جاذبه}}\right| \quad (۱۱)$$

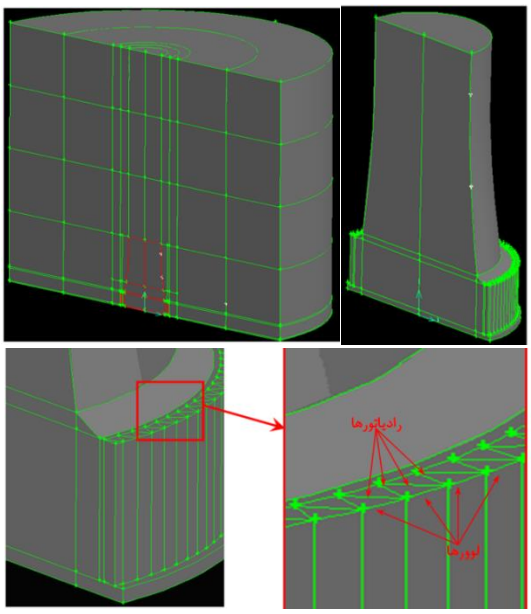
هم‌چنین ثابت‌های مدل Realizable $k-\varepsilon$ مطابق با رابطه (۱۲) هستند[31]:

$$C_{1\varepsilon}=1.44 \qquad C_{2\varepsilon}=1.9 \qquad \sigma_k=1 \\ \sigma_\varepsilon=1.2 \qquad A_\circ=4.04 \qquad Pr_t=0.85 \quad (۱۲)$$

۳- شبیه‌سازی عددی برج خنک‌کن خشک

۳-۱- ایجاد هندسه و شبکه‌بندی برج

جهت بررسی میدان جریان و انتقال حرارت درون و اطراف برج خنک‌کن خشک، ابتدا بایستی صحت نتایج را در مقایسه با نتایج تجربی اعتبارسنجی نمود. در این راستا، یک برج خنک‌کن خشک شامل بدنه اصلی برج، رادیاتور و لوورهای آن به همراه محیط اطراف برج مطابق با هندسه شکل (۱) در نرم‌افزار گمبیت مدل شده و با بهره‌گیری از نرم‌افزار فلوئنت به صورت عددی حل شده است. با توجه به تقارن میدان حل نسبت به صفحه xz و جهت کاهش زمان محاسبات، تنها نیمی از برج شبیه‌سازی می‌گردد.

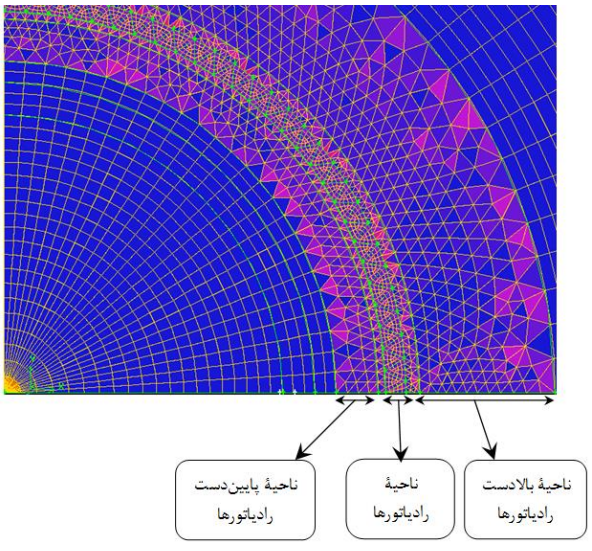


شکل ۱) میدان حل برج خنک‌کن خشک

با تکمیل شدن هندسهٔ حل باید دامنه ایجادشده را مش بندی کرد. برای مش بندی از حجم‌های منشوری باقاعده چهارضلعی (در حد امکان مربعی) و مثلثی استفاده شده است. برای مش بندی فضای بین رادیاتورها (که اهمیت ویژه‌ای دارد) ابتدا ناحیه‌های مثلثی بین رادیاتورها با روش Tri/pave مش زده می‌شود. نواحی اطراف رادیاتورها نیز به روش Tri/Pave و نواحی دوردست به روش مربعی Quad/Map مش زده می‌شوند (شکل ۲).

۳-۲- بررسی استقلال حل از شبکه

شرط لازم برای صحت یک حل عددی استقلال از شبکه می‌باشد، بدین معنی که با افزایش تعداد شبکه تغییر چندانی در نتایج حاصل نشود. در این راستا، نتایج حل عددی برای تراکم‌های مختلف شبکه مورد ارزیابی قرارگرفته‌اند. به نحوی که شبکه‌های



شکل ۲) شبکه ایجادشده برای برج خنک‌کن و محیط اطراف آن

اول، دوم، سوم و چهارم به ترتیب دارای ۰/۵۷ میلیون سلول، ۰/۷۸ میلیون سلول، ۱/۰۲ میلیون سلول و ۱/۴۳ میلیون سلول هستند. مطابق با نتایج جدول (۱)، با افزایش تعداد شبکه از تراکم اول به دوم، دوم به سوم و سوم به چهارم درصد خطای محاسبات به ترتیب ۲۷، ۱۳ و ۴ درصد می‌باشد. لذا با توجه به کاهش خطا از تراکم سوم به چهارم در محاسبه مقادیر انتقال حرارت و جهت کاهش زمان حل، شبکه با تعداد ۱/۰۲ میلیون سلول جهت حل عددی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

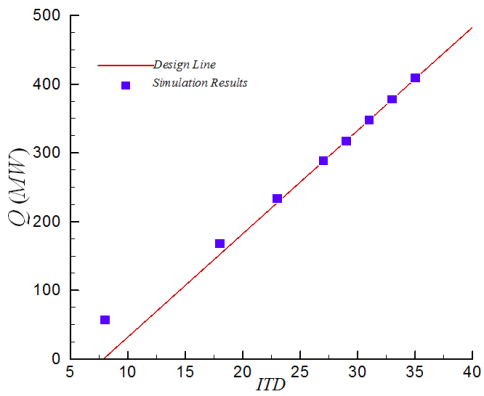
جدول ۱ مقایسه خطای موجود در مقادیر انتقال حرارت، ناشی از تفاوت تراکم شبکه

درصد خطا بین تراکم اول و دوم	درصد خطا بین تراکم دوم و سوم	درصد خطا بین تراکم سوم و چهارم
۲۷٪	۱۳٪	۴٪

۳-۳- اعتبارسنجی نتایج

۳-۳-۱- عملکرد برج خنک کن خشک، بدون وزش باد

در پژوهش حاضر، جهت اعتبارسنجی نتایج حل عددی، مقادیر انتقال حرارت برج بر حسب ITD (هوای محیط-T ورود آب=ITD) برای برج خنک‌کن خشک در حالت بدون وزش باد محاسبه‌شده و با نتایج حاصل از روابط تجربی[32] مقایسه گردیده است (شکل ۳). شرایط طراحی برج خنک‌کن خشک نیروگاه سیکل ترکیبی یزد، دمای محیط ۱۹°C و دمای آب ورودی ۴۸°C است. مقایسه نتایج صحت حل عددی را نشان داده و لذا می‌توان از مدل ارائه‌شده جهت بررسی عملکرد برج تحت شرایط مختلف محیطی و در زوایای مختلف لوورها بهره برد. همان طور که مشاهده می‌شود، با افزایش ITD انتقال حرارت برج نیز بیشتر می‌شود. ITD بیشتر یعنی هوای محیط سردتر است و لذا اختلاف دمای بین هوای محیط و سطح رادیاتورها بیشتر بوده و نیروی شناوری بزرگ‌تری جریان را به حرکت وامی‌دارد. ایجاد جریان قوی‌تر، ضریب انتقال حرارت بزرگ‌تری را در رادیاتور نتیجه می‌دهد و در نتیجه مقدار انتقال حرارت برج زیاد می‌شود.



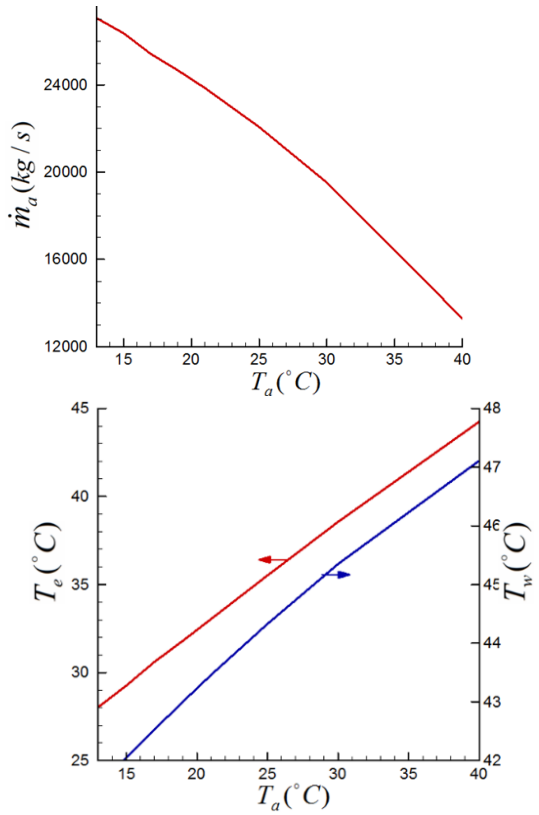
شکل ۳) اعتبارسنجی نتایج حل عددی در قیاس با نتایج حاصل از روابط تجربی[29]

۴- نتایج و بحث

۴-۱- عملکرد برج خنک‌کن خشک، تحت وزش باد

در شکل (۴) نمودارهای دبی جرمی هوای واردشده به برج، دمای هوای خارج‌شده از برج و تغییرات دمای سطح رادیاتور بر حسب دمای هوای محیط ارائه گردیده‌اند. مطابق با نمودار تغییرات دبی جرمی هوای واردشده به برج، با گرم شدن هوا جرم کمتری به درون برج مکیده می‌شود. در دمای هوای محیط بیشتر از ۳۰°C، این کاهش دبی شدیدتر می‌شود. هم‌چنین مطابق با نمودار دمای هوای خارج‌شده از برج، مطابق انتظار با افزایش دمای هوای محیط، دمای هوای خارج‌شده از برج بیشتر می‌شود. با بررسی نمودار تغییرات دمای سطح رادیاتور نیز مشاهده می‌شود که با تغییر حدود ۲۵°C هوای محیط، دمای سطح رادیاتور حدود ۵°C تغییر کرده است. قابل توجه است که چون جریان هوا توسط همین دمای سطح رادیاتور ایجاد می‌شود، تغییرات اندک دمای سطح رادیاتور نیز مهم است و روی نتایج نهایی تأثیر زیادی دارد. نکته قابل‌ذکر تغییرات تقریباً خطی کمیت‌ها بر حسب دمای هوای محیط است. هر چند این تغییرات، در دماهای بیشتر از ۳۰°C از حالت خطی بودن کمی دور می‌شود.

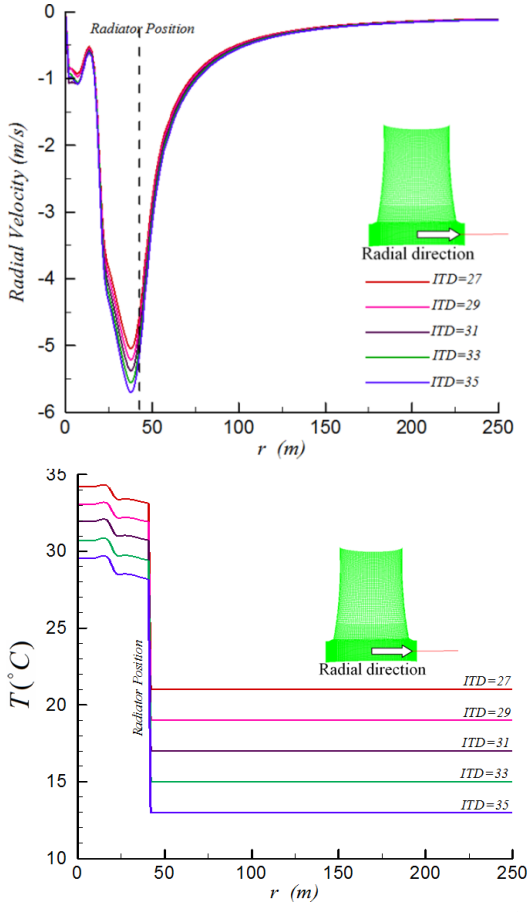
نمودارهای سرعت افقی و دمای هوا بر حسب شعاع (فاصله از مرکز برج) در ارتفاع ۱۲m در شکل (۵) ارائه گردیده‌اند. این ارتفاع، مطابق با وسط ارتفاع رادیاتور است. با بررسی نمودار سرعت افقی مشخص



شکل ۴) نمودار دبی جرمی هوای واردشده به برج ($\dot{m}_a$)، دمای هوای خارج‌شده از برج (T_e) و دمای سطح رادیاتور (T_w) بر حسب دمای هوای محیط (T_a)

می‌گردد که هوا در دوردست ساکن است، ولی با نزدیک شدن به برج سرعتش بیشتر می‌شود. چون جریان هوا به سمت برج است، مقدار سرعت آن منفی است. حداکثر سرعت افقی کمی بعد از رادیاتور (در درون برج) اتفاق می‌افتد، سپس جریان رو به بالا تغییر مسیر می‌دهد. پس مؤلفه افقی سرعت کاهش‌یافته و در مرکز برج به صفر می‌رسد. تغییرات ناهمگون در نزدیکی مرکز برج به علت ایجاد جدایی جریان و ناحیه گردابه‌ای در مرکز برج است. صفر شدن تدریجی سرعت در فاصله ۲۵۰m از مرکز برج تأیید می‌کند که اندازه ۲۵۰m دامنه حل انتخاب مناسبی بوده است. مطابق با نمودار تغییرات دمای هوا، تا قبل از رسیدن هوا به رادیاتور دمای آن ثابت است. بر اثر عبور هوا از رادیاتور، دمای آن به طور ناگهانی افزایش می‌یابد. مطابق نتایج، اختلاف دمای هر یک از منحنی‌ها در محدوده خارج از برج ۲°C بوده، اما در داخل برج به حدود ۱°C رسیده است. علت آن است که برای هر کدام از ITDها، دبی جرمی جریان ایجادشده نیز متفاوت است، به نحوی که میزان گرمایش برای ITD بزرگ‌تر (هوای محیط سردتر) بیشتر از میزان گرمایش برای ITD کوچک‌تر (هوای محیط گرم‌تر) است.

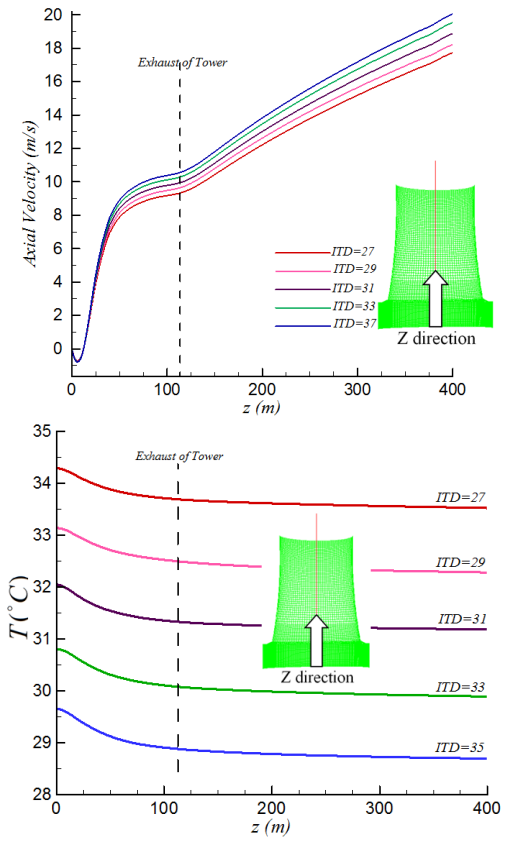
در شکل (۶) نمودارهای سرعت و دمای هوا روی خط مرکزی برج (خطی عمودی که از مرکز برج رو به بالا است) ارائه گردیده‌اند. مطابق با نمودار سرعت، در ارتفاع کمتر از ۱۲m سرعت منفی است،



شکل ۵) نمودار سرعت شعاعی (افقی) و دمای هوا در ارتفاع ۱۲ متری

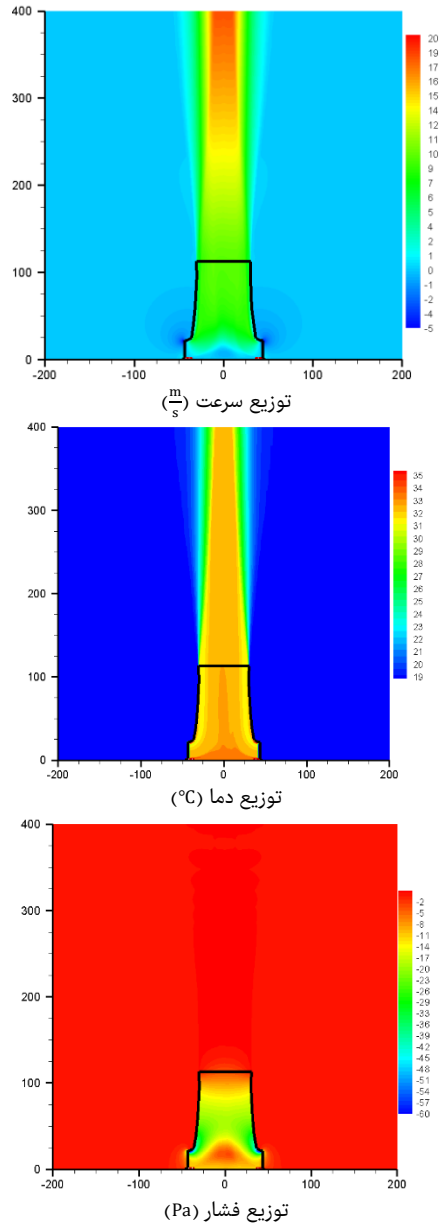
یعنی جریان هوا رو به پایین است. علت این موضوع ایجاد ناحیه گردابه‌ای در مرکز برج است که حالت چرخشی به جریان داده و روی خط مرکزی آن را به پایین می‌کشد. در ارتفاع‌های بالاتر، جریان قوی رو به بالایی ایجاد شده است. با کاهش سطح مقطع جریان (ناشی از کم شدن قطر برج)، سرعت هوا افزایش می‌یابد. این افزایش سرعت تا ارتفاع حدود ۵۰m خیلی شدید است، ولی با ثابت شدن قطر بدنه برج، شدت افزایش سرعت کمتر می‌شود. به طوری که در دهانه خروجی برج سرعت هوا بین ۸m/s تا ۱۰m/s شده و با خروج هوا از دهانه برج و نفوذ هوای بیرونی به جریان گرم رو به بالا، افزایش سرعت بیشتری به وجود می‌آید، تا جایی که در ارتفاع ۴۰۰m سرعت هوا به حدود ۱۸m/s رسیده است. مطابق انتظار با ITD بیشتر (هوای محیط سردتر) سرعت جریان ایجادشده نیز بیشتر است. هم‌چنین با توجه به نمودار دمای هوا مشاهده می‌شود که بیش‌ترین مقدار دما در سطح زمین بوده و با افزایش ارتفاع، دما روندی کاهشی دارد. به طوری که در داخل برج حدود ۱°C کاهش دما دیده‌شده و در خارج از برج نیز کاهش دما ملایم‌تر ادامه یافته است.

در شکل (۷) توزیع فشار نسبی، دما و سرعت عمودی هوای داخل و بیرون برج برای ITD=۲۹°C نشان داده شده است. مطابق شکل، فشار منفی ایجادشده در داخل برج ناشی از اختلاف دمای هوای داخل با خارج از برج است. در این راستا، فشار منفی حدود ۳۰Pa درون برج باعث مکیده‌شدن جریان به درون برج می‌گردد. همچنین

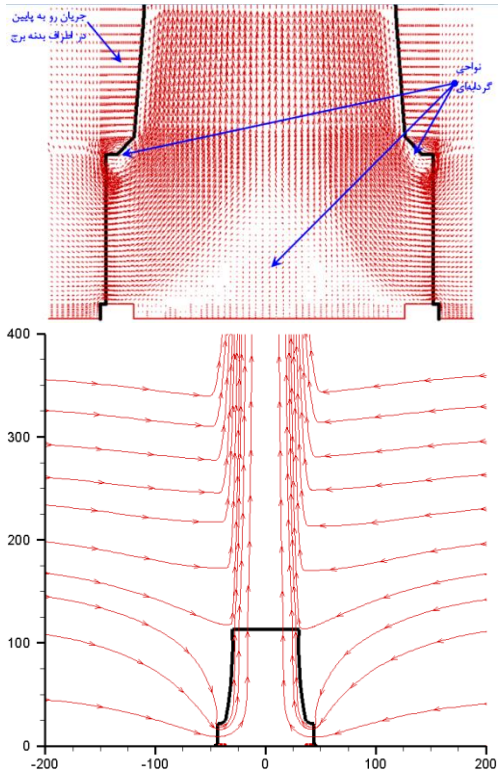


شکل ۶) نمودار سرعت و دمای هوا روی خط مرکزی برج برحسب ارتفاع

همچنین مشاهده می‌شود که بیش‌ترین دما در داخل برج است، ولی با تخلیه جریان هوا به محیط، هوای تازه و سرد محیط در آن نفوذ کرده و دمای آن را کاهش، ولی سرعت را اندکی افزایش داده است. در شکل (۸) خطوط جریان نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود، هوا از اطراف به سمت رادیاتورها رفته و به داخل برج مکیده می‌شود. این هوا پس از خروج از دهانه برج، به علت داشتن سرعت زیاد، هوای اطراف را به سمت خود می‌کشد. برای اینکه نواحی گردابه‌ای به خوبی دیده شود، بردارهای سرعت نیز نشان داده‌شده‌اند. جریان‌های هوای واردشده از رادیاتورهای اطراف برج، در مرکز به هم می‌رسند و ناحیه گردابه‌ای بزرگی را ایجاد می‌کنند. نواحی گردابه‌ای کوچکی نیز در بالاترین نقطه رادیاتورها ایجادشده‌اند که علت ایجاد این نواحی، تغییر مسیر شدید جریان برای عبور از رادیاتور است.



شکل ۷) توزیع فشار نسبی، دما و سرعت عمودی هوا در داخل و بیرون برج برای ITD=۲۹

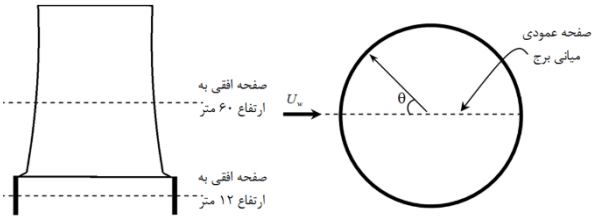


شکل ۸) خطوط جریان و بردارهای سرعت هوا برای ITD=۲۹

۴-۲-عملکرد برج خنک‌کن خشک، تحت وزش باد و لوورهای کاملاً باز

در این بخش عملکرد برج خنک‌کن خشک تحت وزش باد و در شرایط لوورهای کاملاً باز مورد بررسی قرار گرفته است. مطابق با هندسه برج واقعی، روی برج ۲۱۶ رادیاتور قرار دارد که هر دو رادیاتور به طور مورب در کنار یکدیگر قرارگرفته‌اند (هر زوج رادیاتور معادل یک دلتا است). در این شبیه‌سازی، هر ۹ رادیاتور (معادل با ۴/۵ دلتا و ۱۵° پیرامونی) یک سطح انتقال حرارت نامیده شده و برای آن یک دمای بدنه تخصیص داده شده است. برای نمایش نتایج، دو صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m و ۶۰m و یک صفحه عمودی گذرنده از وسط برج در نظر گرفته‌شده‌اند. هم‌چنین برای نمایش تغییرات پیرامون برج، زاویه θ مطابق با شکل (۹) تعریف شده است.

سرعت درجریان باد ورودی بر حسب ارتفاع تغییر می‌کند. برای تغییر سرعت باد بر حسب ارتفاع، از رابطه (۱۳) استفاده شده است[29, 30].



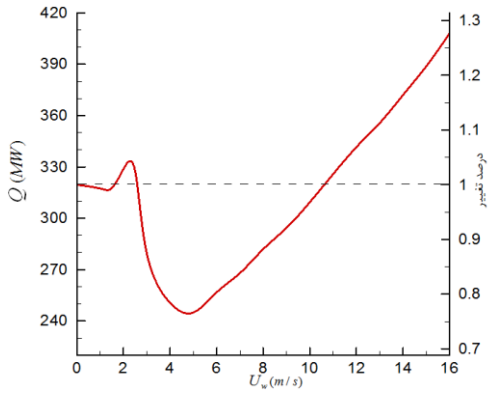
شکل ۹) نمایی از سنجش زاویه و صفحات انتخابی

$$U = U_w \left(\frac{z}{z_0}\right)^{0.2} \quad (۱۳)$$

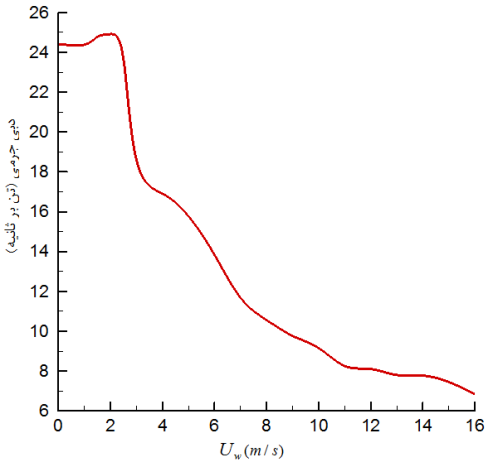
ارتفاع مرجع (z_0) برابر با ۱۰m در نظر گرفته شده است[32, 33]. U_w نیز سرعت باد در ارتفاع مرجع است. نتایج ارائه‌شده در این بخش همگی برای دمای هوای محیط ۱۹°C (دمای طراحی برج) است. تغییر مقدار انتقال حرارت از رادیاتورهای برج بر اساس سرعت باد در شکل (۱۰) نشان داده شده است. بدون وزش باد، انتقال حرارت حدود ۳۲۰MW است و با وزیدن باد انتقال حرارت برج کاهش جزئی می‌یابد. در محدوده سرعت ۱/۵m/s تا ۲/۵m/s افزایش حدود ۱۰MW در انتقال حرارت مشاهده می‌شود، ولی بعد از سرعت ۲/۵m/s کاهش شدیدی در انتقال حرارت به وجود آمده است. در حالت وزیدن باد تا سرعت ۵m/s، حدود ۲۵٪ کاهش انتقال حرارت نسبت به حالت بدون باد رخ داده است. ولی با افزایش سرعت باد از ۵m/s، انتقال حرارت نسبت به حالت بدون باد افزایش می‌یابد، به نحوی که در سرعت ۱۶m/s انتقال حرارت از برج حدود ۲۷٪ بیشتر از حالت بدون باد است. لذا بدترین وضعیت انتقال حرارت در سرعت باد ۵m/s اتفاق می‌افتد.

در شکل (۱۱) دبی جرمی هوای خارج‌شده از دهانه برج بر اساس سرعت باد نشان داده شده است. به غیر از افزایش جزئی بین سرعت‌های ۱/۵m/s تا ۲m/s، مقدار هوای خارج‌شده از دهانه برج کاهش یافته است. به طوری که برای بادی با سرعت ۱۶m/s، دبی جرمی بیش از ۷۰٪ کاهش یافته است. با توجه به افزایش انتقال حرارت در سرعت‌های بزرگ‌تر از ۵m/s و کاهش دبی جرمی خارج شده از دهانه برج، می‌توان نتیجه گرفت که هوای عبوری از روی رادیاتورها افزایش‌یافته، ولی این هوا از دهانه برج خارج نشده است. یعنی جریان باد پس از عبور از رادیاتورهای جلویی، از رادیاتورهای مقابل خارج شده است.

مقدار انتقال حرارت در رادیاتورهای مختلف در شکل (۱۲) نشان داده شده است. در حالت بدون باد، تمام ۱۲ سطح رادیاتوری حدود ۱۳/۳MW انتقال حرارت دارند. چون هر سطح رادیاتوری معادل با ۹ تک رادیاتور است، بنابراین هر تک رادیاتور حدود ۱/۵MW در انتقال حرارت سهم دارد. با افزایش سرعت باد، انتقال حرارت در رادیاتورهای جلوی برج (تا حدود زاویه ۷۰°) زیاد و از انتقال حرارت



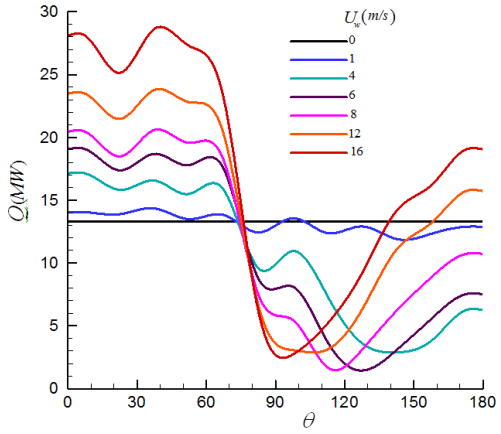
شکل ۱۰) انتقال حرارت برج خنک کن بر حسب سرعت باد



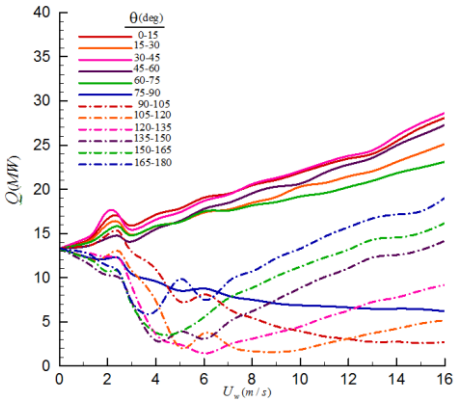
شکل ۱۱) دبی جرمی هوای خارج‌شده از دهانه برج بر حسب سرعت باد

رادیاتورهای کناری و پشتی کم شده است. البته کمی افزایش انتقال حرارت در رادیاتورهای پشتی دیده می‌شود که این افزایش در بادهای شدیدتر، بیشتر می‌شود. در بادهای شدیدتر، این افزایش انتقال حرارت در رادیاتورهای بیشتری از پشت برج دیده می‌شود. به عنوان مثال، برای بادی با سرعت ۴m/s رادیاتورهای واقع در زوایای بزرگ‌تر از ۱۴۰° و در سرعت ۱۲m/s در زوایای بزرگ‌تر از ۱۱۰° افزایش انتقال حرارت دارند.

شکل (۱۳) انتقال حرارت از رادیاتورها را در زوایای مختلف بر حسب سرعت باد نشان می‌دهد. مطابق نتایج، با افزایش سرعت باد رادیاتورهای واقع تا زاویه ۷۵° همیشه افزایش انتقال حرارت دارند، ولی رادیاتورهای واقع بین زوایای ۷۵° تا ۱۰۵° همیشه با کاهش انتقال حرارت مواجه هستند. رادیاتورهای پشتی (از زاویه بزرگتر از ۱۰۵°) در سرعت‌های کم تا متوسط کاهش انتقال حرارت دارند، ولی در سرعت‌های بالاتر افزایش انتقال حرارت خواهند داشت. به عنوان مثال، رادیاتورهای واقع بین زوایای ۱۵۰° تا ۱۶۵° از سرعت ۴/۵m/s و رادیاتورهای واقع بین زوایای ۱۲۰° تا ۱۳۵° از سرعت ۶m/s با افزایش انتقال حرارت مواجه شده‌اند. این افزایش انتقال حرارت ناشی از عبور مستقیم جریان هوا از رادیاتورهای جلوی به رادیاتورهای عقبی است. در شکل (۱۳) هر ۱۵ درجه معادل با ۹ عدد رادیاتور واقعی است.



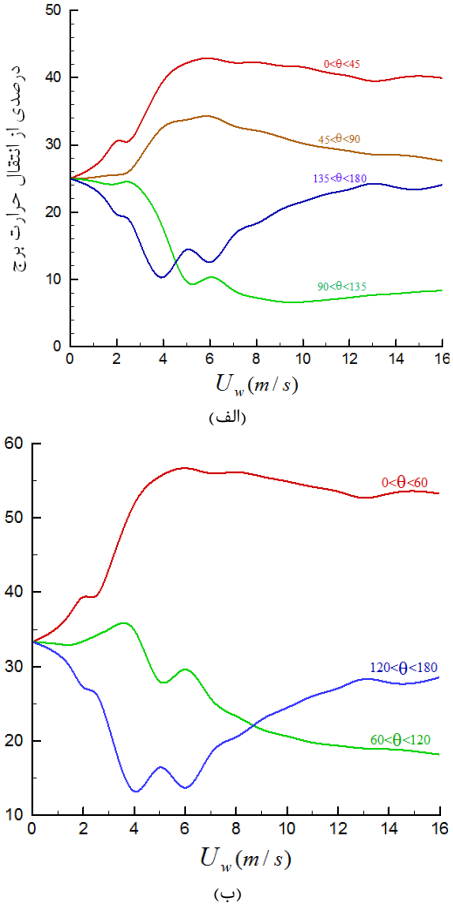
شکل ۱۲) انتقال حرارت در رادیاتورها در سرعت باد مختلف



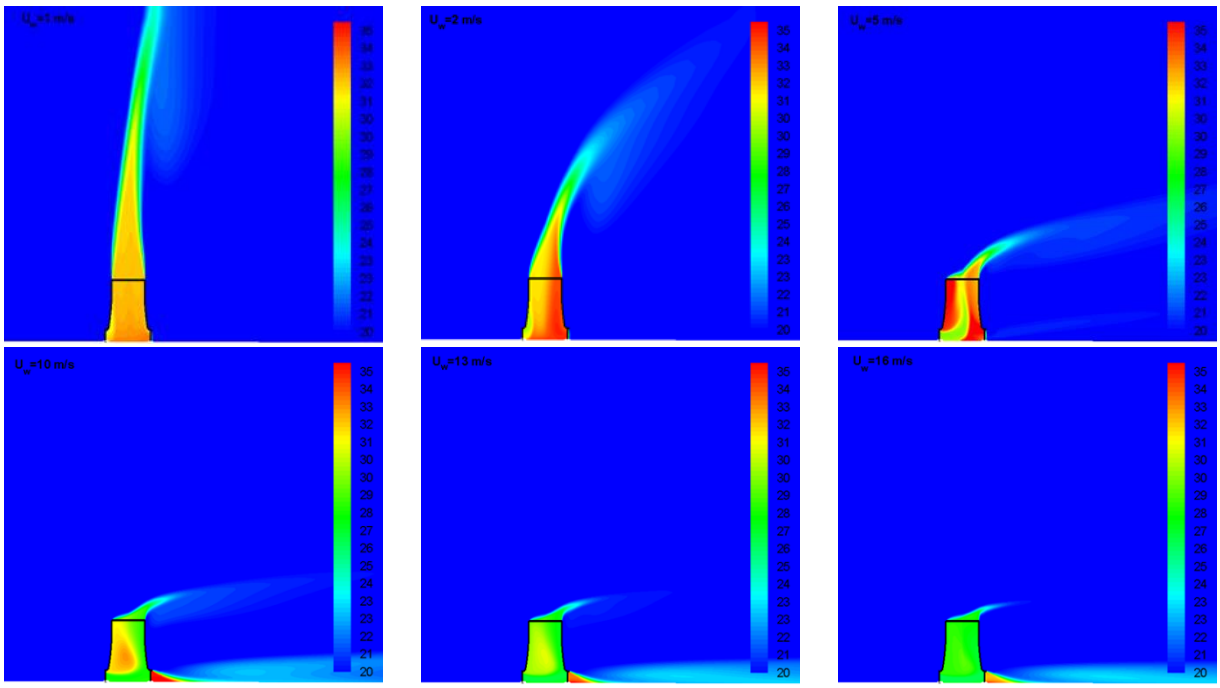
شکل ۱۳) انتقال حرارت از رادیاتورها (زوایای مختلف) بر حسب سرعت باد

در شکل (۱۴) درصد مشارکت رادیاتورها در انتقال حرارت به صورت ۴۵° (معادل با ۲۷ عدد رادیاتور) و ۶۰° (معادل با ۳۶ عدد رادیاتور) ارائه شده است. نمودار (۱۴_الف) نشان می‌دهد که تا سرعت باد ۵m/s سهم رادیاتورهای واقع تا زاویه ۹۰° در انتقال حرارت افزایش و سهم رادیاتورهای واقع بین ۹۰° تا ۱۸۰° کاهش یافته است. در سرعت باد بیشتر از ۵m/s موضوع برعکس می‌شود، هر چند سهم رادیاتورهای جلویی همیشه بیشتر از رادیاتورهای عقبی است. نمودار (۱۴-ب) رادیاتورها را به صورت ۶۰° در نظر گرفته است. نتیجه‌ای که از هر سه شکل ۱۰، ۱۳ و ۱۴ قابل برداشت است، تغییر الگوی انتقال حرارت از رادیاتورها در سرعت باد حدود ۵m/s می‌باشد. هم‌چنین رادیاتورهای کناری (حدود زاویه ۹۰°) کمترین سهم را در انتقال حرارت دارند.

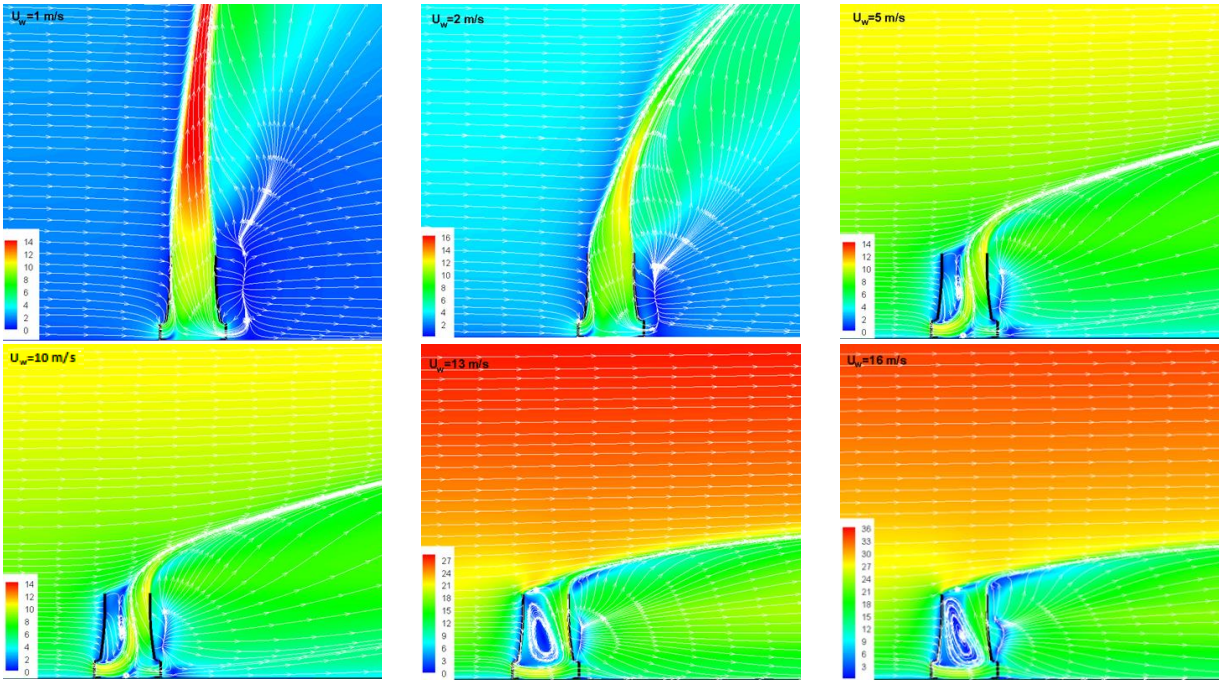
توزیع دما در صفحه عمودی میانی برج در شکل (۱۵) نشان داده شده است. با افزایش سرعت باد، پلوم خروجی از دهانه برج منحرف می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود تا سرعت ۵m/s هوای عبوری از رادیاتورهای عقبی در داخل برج گرم است (نواحی قرمز رنگ)، ولی در بادهای شدیدتر این نواحی هوای گرم در داخل برج از بین رفته‌اند و ناحیه‌ای از هوای گرم در پشت برج ایجادشده و تا منطقه وسیعی نیز گسترش یافته است.



شکل ۱۴) سهم رادیاتورها (زوایای مختلف) در انتقال حرارت کل برج خنک‌کن



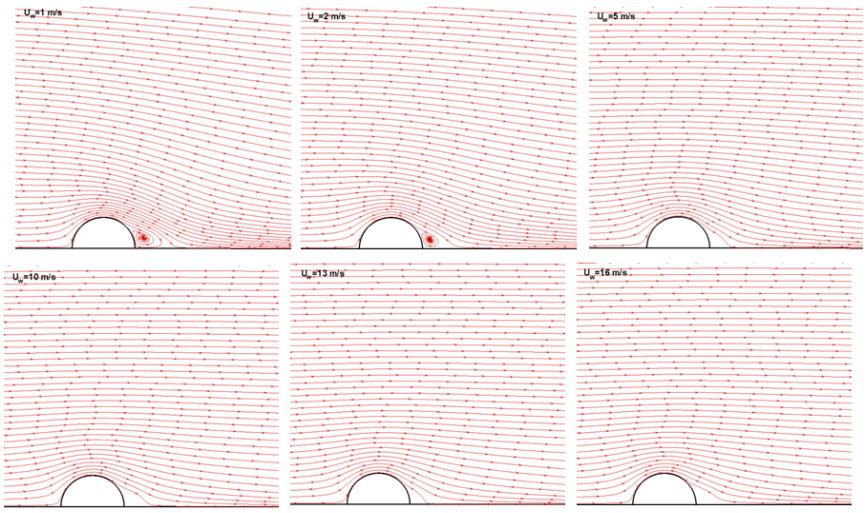
شکل ۱۵) توزیع دما (°C) در صفحه عمودی میانی برج



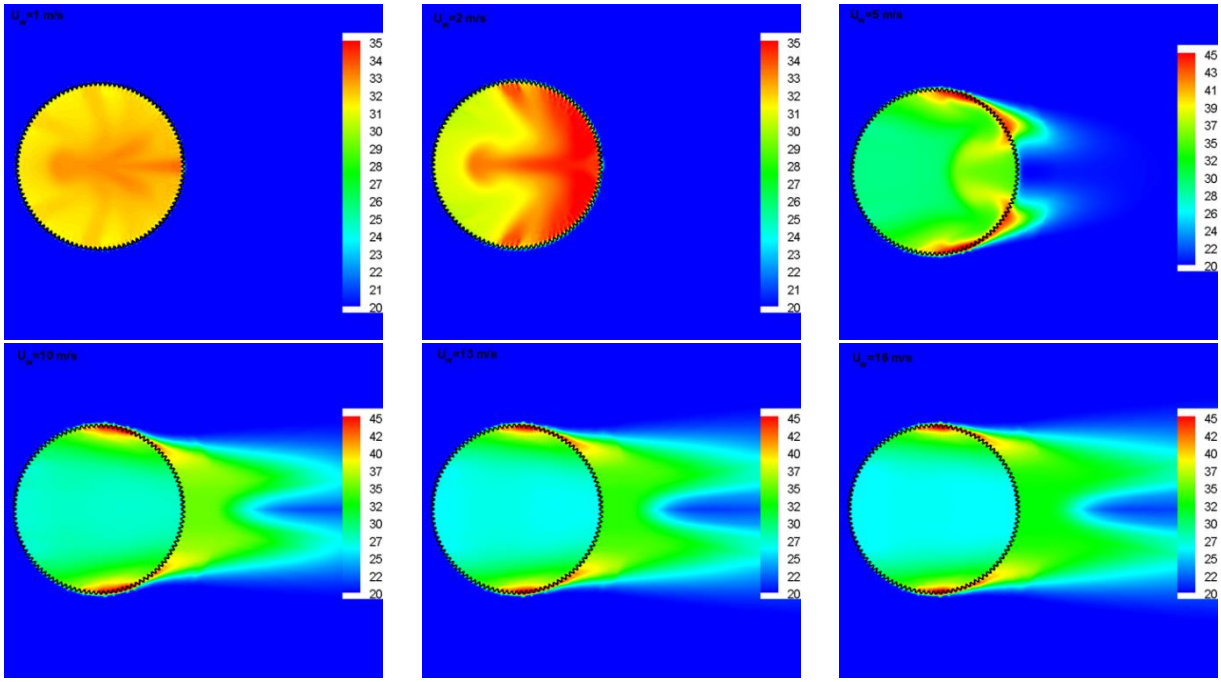
شکل ۱۶) خطوط مسیر و توزیع مقدار سرعت (m/s) در صفحه عمودی میانی برج

در شکل (۱۶) خطوط مسیر جریان هوا و توزیع مقدار سرعت در صفحه عمودی میانی برج نشان داده شده است. در سرعت‌های بیشتر از ۵m/s ناحیه جدایی جریان بزرگی در داخل برج رخ داده و جلوی عبور راحت هوا را به صورت عمودی گرفته است. بنابراین جریان هوا از رادیاتورهای پشتی خارج شده است. در حقیقت سرعت بالای جریان واردشده به برج از طریق رادیاتورهای جلویی آن‌قدر زیاد است که نیروی شناوری ناشی از اختلاف چگالی قادر نیست مسیر جریان را به سمت بالا منحرف کند. با افزایش سرعت باد، این ناحیه جدایی جریان به حدی بزرگ‌شده که مانند یک گلوگاه عمل کرده است. کاهش شدید دبی جرمی در شکل (۱۱) نیز همین موضوع را تأیید می‌کند. پشت بدنه برج نیز ناحیه جدایی جریان بزرگی دیده می‌شود. با افزایش سرعت باد تا ۵m/s این ناحیه جدایی جریان در خارج بدنه برج کوچک‌تر شده است، ولی در سرعت‌های بالاتر تغییر محسوسی در اندازه این ناحیه دیده نمی‌شود. شکل (۱۷) نیز همین موضوع را نشان می‌دهد. این شکل خطوط مسیر را روی یک صفحه افقی در ارتفاع ۶۰m نشان داده است.

در شکل (۱۸) توزیع دما در یک صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m نشان داده شده است. این ارتفاع تقریباً وسط ارتفاع رادیاتورها است. در سرعت باد ۲m/s هوای گرمی در داخل برج بعد از رادیاتورهای پشتی دیده می‌شود، ولی با افزایش سرعت باد جریان هوا مسیر خود را عوض کرده و به جای آنکه به صورت عمودی از دهانه برج خارج شود، به طور افقی از رادیاتورهای پشتی خارج شده است. بزرگی ناحیه هوای گرم خارج‌شده از پشت برج تا حدود یک قطر



شکل ۱۷) خطوط مسیر در صفحه افقی به ارتفاع ۶۰m

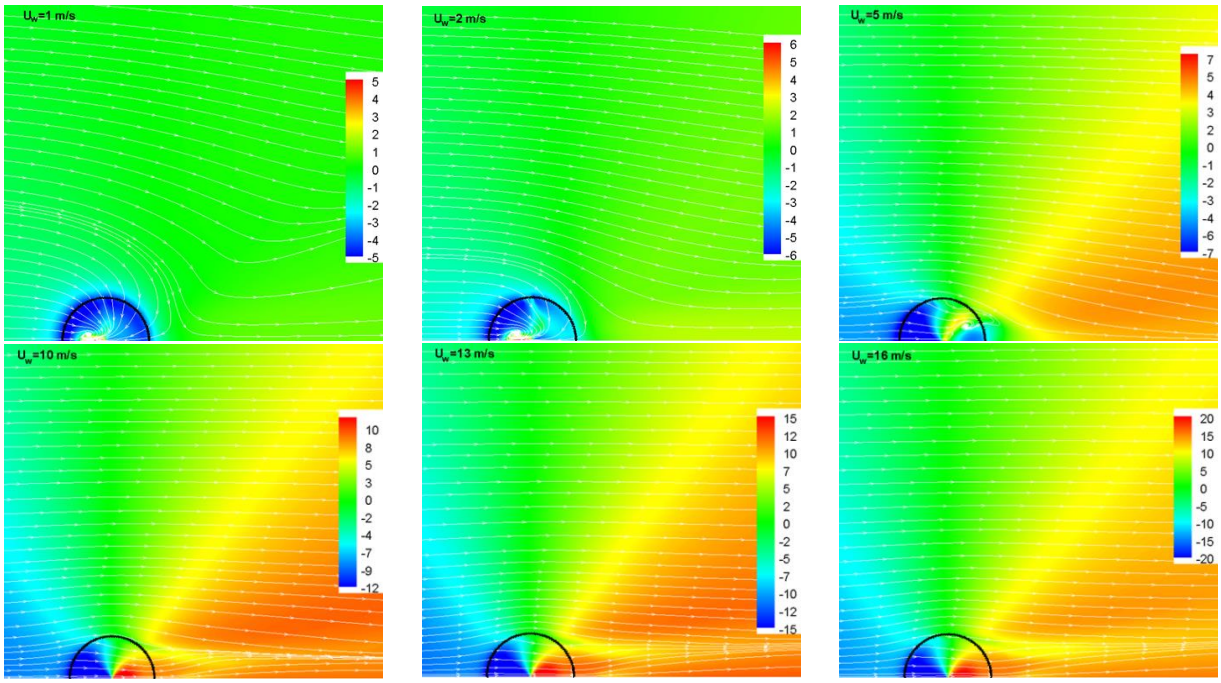


شکل ۱۸) توزیع دما (°C) در صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m (عبوری از میان ارتفاع رادیاتورها)

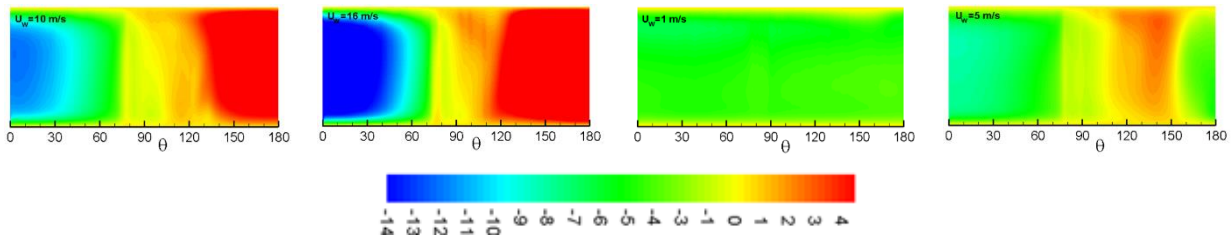
برج نیز رسیده است. وجود هوای گرم در اطراف رادیاتورهای کناری همچنان دیده می‌شود.

در شکل (۱۸) توزیع دما در یک صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m نشان داده شده است. این ارتفاع تقریباً وسط ارتفاع رادیاتورها است. در سرعت باد ۲m/s هوای گرمی در داخل برج بعد از رادیاتورهای پشتی دیده می‌شود، ولی با افزایش سرعت باد جریان هوا مسیر خود را عوض کرده و به جای آنکه به صورت عمودی از دهانه برج خارج شود، به طور افقی از رادیاتورهای پشتی خارج شده است. بزرگی ناحیه هوای گرم خارج‌شده از پشت برج تا حدود یک قطر برج نیز رسیده است. وجود هوای گرم در اطراف رادیاتورهای کناری همچنان دیده می‌شود.

در شکل (۱۹) خطوط مسیر و توزیع مؤلفه شعاعی سرعت نشان داده شده است. مقادیر منفی مؤلفه شعاعی سرعت به معنی ورود هوا به درون برج و مقادیر مثبت آن نشان‌دهنده خروج هوا از برج است. تا سرعت باد ۵m/s ورود هوا از پیرامون برج انجام می‌شود، ولی در سرعت‌های بالاتر ورود جریان هوا از رادیاتورهای پشتی عملاً امکان‌پذیر نیست. مقادیر مثبت مؤلفه شعاعی سرعت (نواحی قرمز رنگ) نیز این موضوع را نشان داده‌اند.



شکل ۱۹) توزیع مؤلفه شعاعی سرعت (m/s) و خطوط مسیر در صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m (عبوری از میان ارتفاع رادیاتورها)

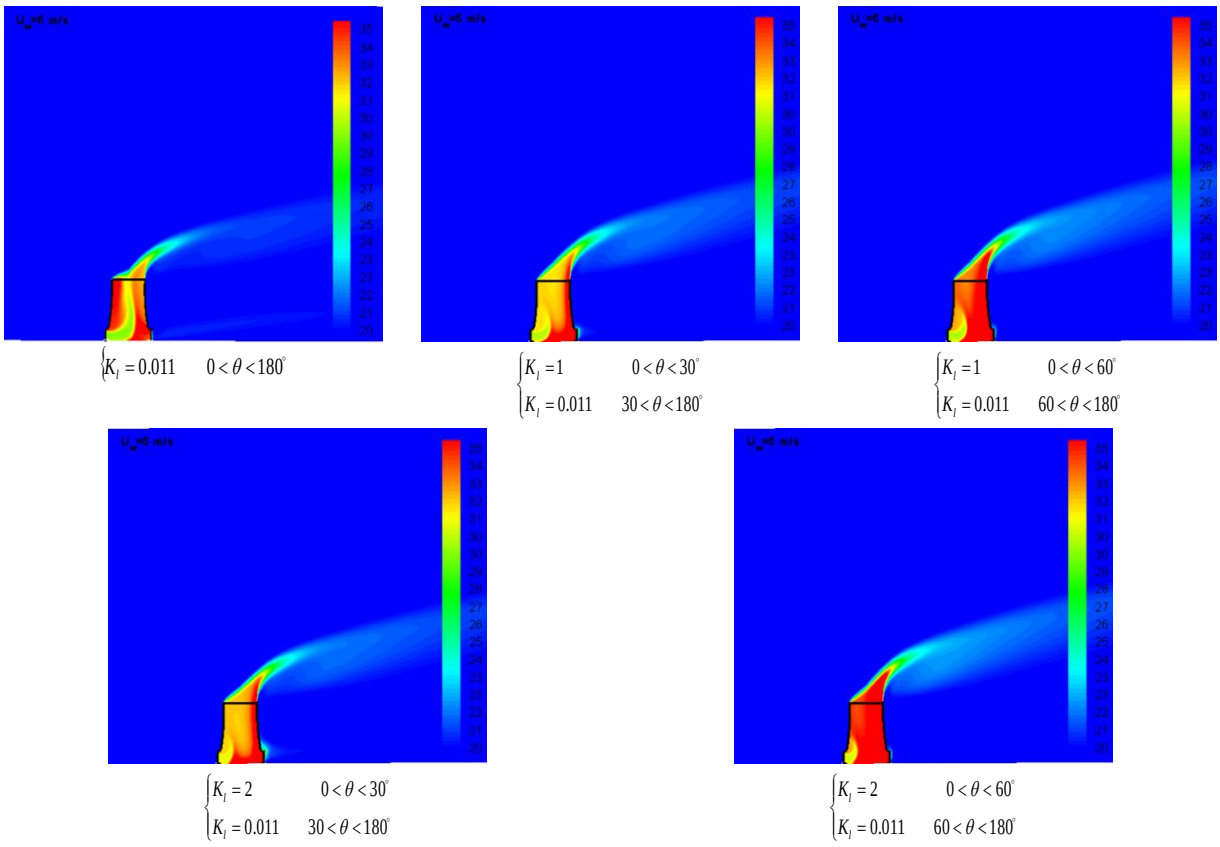


شکل ۲۰) توزیع مؤلفه شعاعی سرعت (m/s) روی لوورها در سرعت باد مختلف

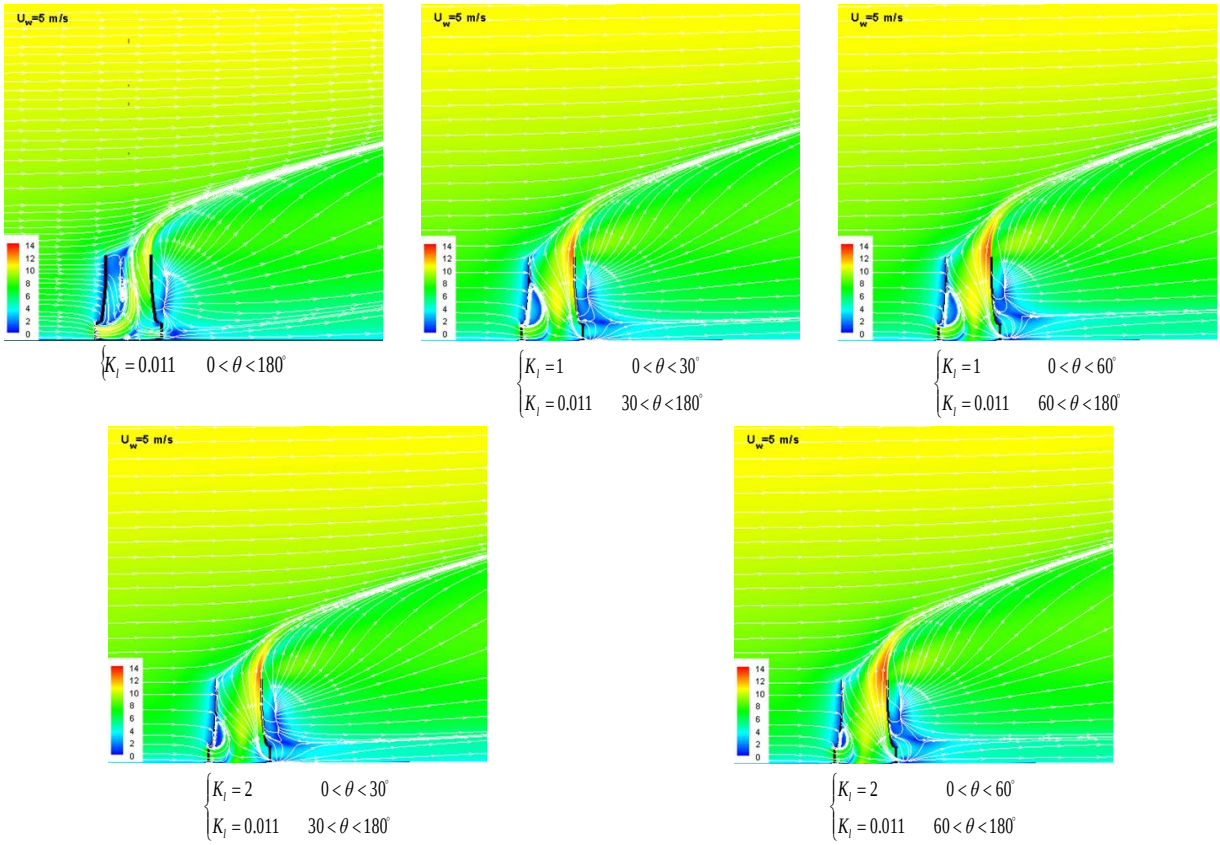
در شکل (۲۰) توزیع مؤلفه شعاعی سرعت روی سطح لوورها نشان داده شده است. در سرعت ۱m/s از همه لوورها جریان وارد برج شده است. در سرعت ۵m/s ناحیه خروج ضعیف جریان هوا بین ۱۲۰° تا ۱۵۰° مشاهده می‌شود، ولی در سرعت‌های بالاتر ناحیه خروج هوا در پشت برج بزرگ‌تر شده است. به عنوان مثال در سرعت باد ۱۶m/s لوورهای واقع در زاویه‌های بیشتر از ۱۲۰° (یعنی حدود یک سوم سطح کل لوورها) خروج جریان هوا را دارند و از یک سوم وسط نیز جریان محسوسی وارد نمی‌شود.

۴-۳- عملکرد برج خنک‌کن خشک، تحت وزش باد و لوورهای نیمه‌باز

در هنگام وزش باد، دو موضوع مهم بر روی عملکرد برج خنک‌کن تأثیر می‌گذارد: نخست کاهش ورود هوا از رادیاتورهای کناری و دوم خروج هوا از رادیاتورهای پشتی. یک راهکار جهت رفع این دو مشکل، بستن جزئی لوورهای جلویی است. با این کار جریان هوای کمتری از رادیاتورهای جلویی وارد برج می‌شود، بنابراین مکش مناسبی برای ورود هوا از رادیاتورهای کناری ایجادشده و خروج افقی جریان هوا از رادیاتورهای پشتی کاهش می‌یابد. با افزایش ضریب افت فشار لوورها (K_l)، می‌توان بسته شدن جزئی لوورها را مدل کرد. ضریب افت فشار لوورهای کاملاً باز ۰/۰۱۱ است[4]. این ضریب به مقادیر $K_l = 1$ و $K_l = 2$ افزایش یافته است. هم‌چنین تعداد رادیاتورهایی که بسته می‌شوند نیز بررسی شده است. بسته شدن ۱۸ رادیاتور (معادل ۳۰° پیرامونی) و ۳۶ رادیاتور (معادل ۶۰° پیرامونی) از رادیاتورهای جلویی برج در نظر گرفته‌شده‌اند. بنابراین چهار حالت بررسی شده است. نخست اینکه لوورهای واقع در ۳۰° جلویی برج با دو مقدار ضریب افت فشار $K_l = 1$ و $K_l = 2$ به صورت جزیی بسته شوند. دو حالت بعدی مربوط به لوورهای واقع در ۶۰° جلویی برج است. در این بخش محاسبات برای سرعت باد ۵m/s که کمترین مقدار انتقال حرارت در برج اتفاق می‌افتد (شکل ۱۰)، ارائه شده است.



شکل ۲۱) توزیع دما (°C) روی صفحه عمودی میانی برج در سرعت باد ۵m/s با لوورهای نیمه‌باز

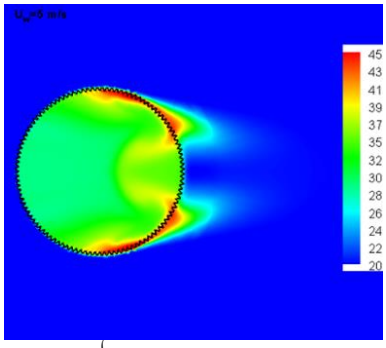


شکل ۲۲) توزیع مقدار سرعت (m/s) و خطوط مسیر روی صفحه عمودی میانی برج در سرعت باد ۵m/s با لوورهای نیمه‌باز

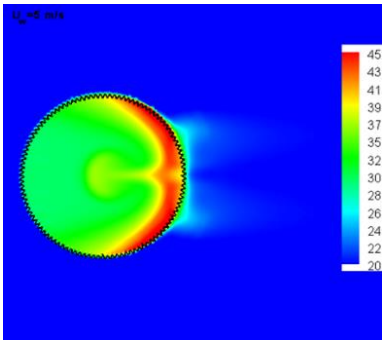
توزیع دما در صفحه عمودی میانی برج با لوورهای کاملاً باز و نیمه‌باز در شکل (۲۱) نشان داده شده است. افزایش دمای هوای داخل برج نشان‌دهنده افزایش انتقال حرارت از رادیاتورها است. افزایش دبی جرمی هوای خارج‌شده از دهانه برج نیز با توجه به اندازه پلوم خروجی از دهانه برج قابل‌تشخیص است. در شکل (۲۲) توزیع مقدار سرعت و خطوط مسیر روی صفحه عمودی میانی برج نشان داده شده است. افزایش سرعت هوا در داخل برج با لوورهای نیمه‌باز نسبت به لوورهای کاملاً باز مشاهده می‌شود. هم‌چنین ناحیه جدایی جریان داخل برج کوچک‌تر شده است. این موضوع در افزایش دبی جرمی مؤثر است. ناحیه جدایی جریان داخل برج برای لوورهای نیمه‌باز واقع در ۶۰° پیرامونی کوچک‌تر از لوورهای نیمه‌باز واقع در ۳۰° پیرامونی است. افزایش ضریب افت فشار لوورهای نیمه‌باز نیز این ناحیه جدایی جریان را کوچک‌تر کرده است.

توزیع دما در صفحه افقی گذرنده از وسط رادیاتورها در شکل (۲۳) نشان داده شده است. با بستن لوورهای جلویی، عبور جریان هوا از رادیاتورهای پشتی کم شده است. بسته شدن تعداد بیشتری از لوورها ناحیه هوای گرم پشت برج را کوچک‌تر کرده است. البته تأثیر افزایش ضریب افت فشار لوورها در این شکل خیلی مشهود نیست. توزیع مؤلفه شعاعی سرعت و خطوط مسیر جریان در شکل (۲۴) نشان داده شده است. ورود جریان هوا به داخل برج از طریق رادیاتورهای پشتی مشاهده می‌شود. هم‌چنین حذف مقادیر مثبت مؤلفه شعاعی سرعت در داخل برج نشان‌دهنده تأثیر مناسب بسته شدن لوورها بر اصلاح الگوی جریان هوا در داخل برج است.

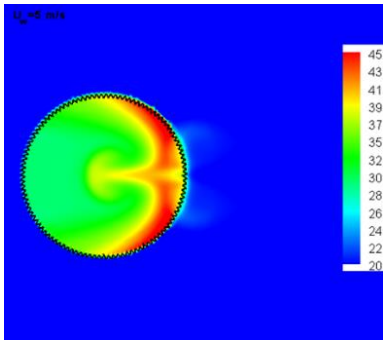
در شکل (۲۵) تغییر مؤلفه شعاعی سرعت روی لوورها بر حسب زاویه نشان داده شده است. در حالتی که تمام لوورها باز است، جریان از لوورهای واقع بین زوایای ۱۱۰° تا ۱۵۰° خارج شده است (مقدار مثبت مؤلفه شعاعی سرعت). با افزایش ضریب افت فشار لوورها، سرعت ورود هوا کمتر شده است. به عنوان مثال در زاویه ۳۰°، وقتی تمام لوورها کاملاً باز باشند سرعت ۷/۲۴m/s است، ولی با بسته شدن ۳۰° از لوورها سرعت هوا به ۶/۰۲m/s (برای $K_I = 1$) و ۵/۱۱m/s (برای $K_I = 2$) کاهش می‌یابد. در زاویه ۶۰°، وقتی تمام لوورها کاملاً باز باشند سرعت ۵/۰۱m/s است. با بسته شدن ۶۰° از لوورها سرعت هوا به ۴/۴۵m/s (برای $K_I = 1$) و ۳/۷۲m/s (برای $K_I = 2$) کاهش می‌یابد. بیشترین مقدار سرعت خروجی در حالت لوورهای کاملاً باز ۱/۶۱m/s است. با بسته شدن ۳۰° از لوورها این سرعت به ۰/۲۵m/s کاهش می‌یابد. در حالتی که ۶۰° از لوورها بسته شود، هیچ جریان خروجی ایجاد نشده است. هم‌چنین در شکل (۲۵) توزیع انتقال حرارت از رادیاتورها بر حسب زاویه نشان داده شده است. با بسته شدن لوورهای جلویی، انتقال حرارت در رادیاتورهای جلویی کاهش یافته است، زیرا جریان کمتری از آن‌ها عبور می‌کند. ولی در رادیاتورهای کناری (زوایای بین ۷۵° تا ۱۲۰°) انتقال حرارت زیاد شده است که ناشی از مکش بیشتر جریان هوا به داخل برج از طریق رادیاتورهای کناری است.



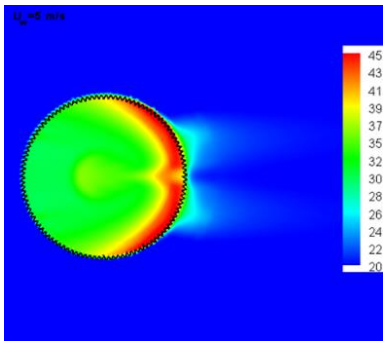
$\begin{cases} K_i = 0.011 & 0 < \theta < 180^\circ \end{cases}$



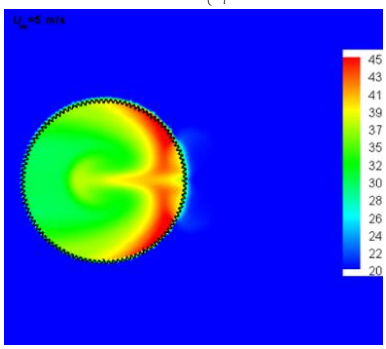
$\begin{cases} K_i = 1 & 0 < \theta < 30^\circ \\ K_i = 0.011 & 30 < \theta < 180^\circ \end{cases}$



$\begin{cases} K_i = 1 & 0 < \theta < 60^\circ \\ K_i = 0.011 & 60 < \theta < 180^\circ \end{cases}$

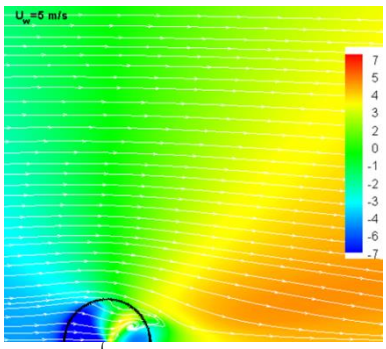


$\begin{cases} K_i = 2 & 0 < \theta < 30^\circ \\ K_i = 0.011 & 30 < \theta < 180^\circ \end{cases}$

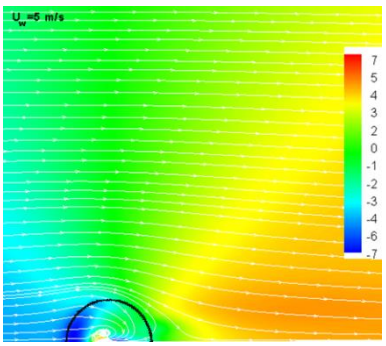


$\begin{cases} K_i = 2 & 0 < \theta < 60^\circ \\ K_i = 0.011 & 60 < \theta < 180^\circ \end{cases}$

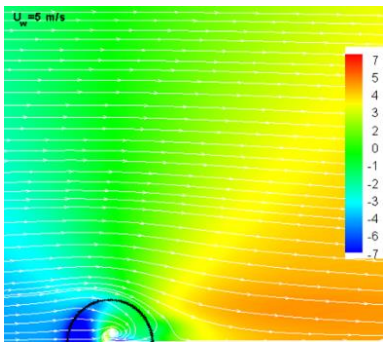
شکل ۲۳) توزیع دما (°C) در صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m (عبوری از میان ارتفاع رادیاتورها) در سرعت باد ۵m/s با لوورهای نیمه‌باز



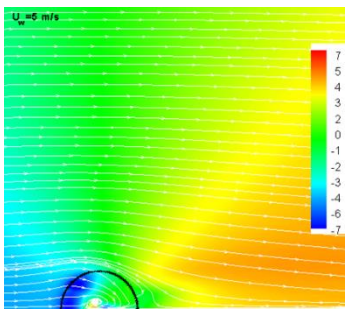
$\begin{cases} K_i = 0.011 & 0 < \theta < 180^\circ \end{cases}$



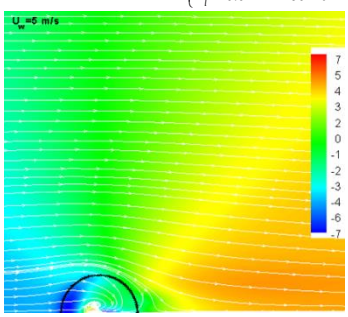
$\begin{cases} K_i = 1 & 0 < \theta < 30^\circ \\ K_i = 0.011 & 30 < \theta < 180^\circ \end{cases}$



$\begin{cases} K_i = 1 & 0 < \theta < 60^\circ \\ K_i = 0.011 & 60 < \theta < 180^\circ \end{cases}$

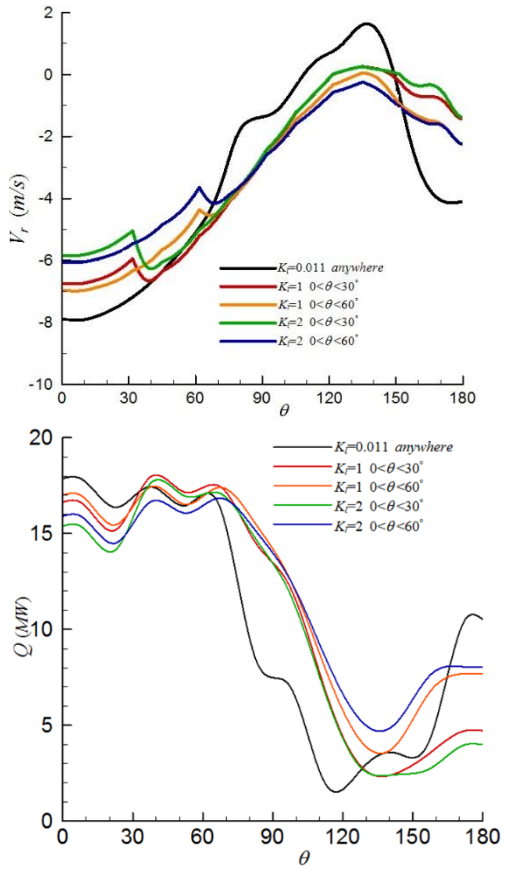


$\begin{cases} K_i = 2 & 0 < \theta < 30^\circ \\ K_i = 0.011 & 30 < \theta < 180^\circ \end{cases}$



$\begin{cases} K_i = 2 & 0 < \theta < 60^\circ \\ K_i = 0.011 & 60 < \theta < 180^\circ \end{cases}$

شکل ۲۴) توزیع مؤلفه شعاعی سرعت (m/s) و خطوط مسیر در صفحه افقی به ارتفاع ۱۲m (عبوری از میان ارتفاع رادیاتورها) در سرعت باد ۵m/s با لوورهای نیمه‌باز



شکل ۲۵) تغییر مؤلفه شعاعی سرعت روی لوورها و توزیع انتقال حرارت از رادیاتورها بر حسب زاویه در سرعت باد ۵m/s با لوورهای نیمه‌باز

در جداول (۲) و (۳) به ترتیب مقادیر کل انتقال حرارت و دبی جرمی هوای خارج‌شده از دهانه برج در سرعت باد ۵m/s با تغییر ضریب افت فشار لوورها ارائه‌شده‌اند. وقتی لوورهای واقع در ۳۰° پیرامونی بسته شوند، مقدار انتقال حرارت ۷٪ (برای $K_l = 1$) و ۳٪ (برای $K_l = 2$) افزایش یافته است. در این حالت دبی جرمی ۷٪ افزایش (برای $K_l = 1$) و ۳٪ کاهش (برای $K_l = 2$) یافته است. برای بسته شدن لوورهای واقع در ۶۰° پیرامونی، مقدار انتقال حرارت ۱۶٪ (برای $K_l = 1$ و $K_l = 2$) و دبی جرمی ۱۵٪ (برای $K_l = 1$) و ۷٪ (برای $K_l = 2$) افزایش‌یافته‌اند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که در این شرایط، بهترین حالت بسته شدن لوورهای واقع در ۶۰° پیرامونی با $K_l = 1$ است.

۵- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر عملکرد حرارتی برج خنک‌کن خشک در شرایط باز و بسته شدن لوورهای جلویی و تغییر زوایای آن‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته است. در این راستا، یک واحد برج خنک‌کن خشک جریان طبیعی مطابق با ابعاد برج مستقر در نیروگاه سیکل ترکیبی یزد به صورت سه‌بعدی و با بهره‌گیری از نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی شده و نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تجربی اعتبارسنجی

جدول ۲) انتقال حرارت برج (MW) در سرعت باد ۵m/s با تغییر ضریب افت فشار لوورها

	$0 \le \theta \le 30$	$0 \le \theta \le 60$
$K_l = 1$	۲۶۳/۲	**۲۸۵**
$K_l = 2$	۲۵۲/۸	**۲۸۴/۶**
$K_l = 0.011$	۲۴۶	**۲۴۶**

جدول ۳) دبی جرمی (kg/s) هوای خارج‌شده از دهانه برج در سرعت باد ۵m/s با تغییر ضریب افت فشار لوورها

	$0 \le \theta \le 30$	$0 \le \theta \le 60$
$K_l = 1$	۱۷۲۰۸	**۱۸۳۹۲**
$K_l = 2$	۱۵۶۷۴	**۱۷۲۱۰**
$K_l = 0.011$	۱۶۰۳۶	**۱۶۰۳۶**

گردیده‌اند. جهت مدل‌سازی جریان مغشوش از مدل تلاطمی Realizable $k-\varepsilon$ استفاده‌شده و عملکرد برج در سه حالت بدون وزش باد، با وزش باد و لوورهای کاملاً باز و با وزش باد و لوورهای نیمه‌باز مورد بررسی قرار گرفته است.

نتایج بررسی انجام‌گرفته به شرح ذیل می‌باشند:

- با افزایش دمای هوای محیط، انتقال حرارت از برج خنک‌کن خشک کاهش می‌یابد. در برج خنک‌کن مورد تحقیق، هر ۱°C افزایش دمای هوای محیط باعث کاهش حدود ۱۵MW انتقال حرارت می‌شود.
- رابطه بین انتقال حرارت از برج خنک‌کن خشک با دمای هوای محیط، در دماهای معمولی رابطه‌ای خطی است. وقتی دمای هوای محیط بیشتر از ۲۷°C شود، این ارتباط غیرخطی می‌شود.
- دبی جرمی هوای مکیده شده به داخل برج با افزایش دمای هوای محیط کاهش می‌یابد. تقریباً به ازای هر ۱°C افزایش در دمای هوای محیط، ۵۰۰kg/s از دبی جرمی هوا کاسته می‌شود. در هوای محیط گرم‌تر این کاهش دبی بیشتر است.
- با افزایش دمای هوای محیط، دمای متوسط هوای خارج‌شده از دهانه برج زیاد می‌شود. برای هر ۱°C افزایش دمای هوای محیط، حدود ۰/۶°C به دمای هوای خارج‌شده از برج افزوده می‌شود.
- سرعت شعاعی هوای واردشده به رادیاتورها حدود ۵m/s است. با افزایش دمای هوای محیط، این سرعت کاهش می‌یابد.
- افزایش دمای هوای عبوری از رادیاتورها رابطه معکوسی با دمای هوای محیط دارد. مثلاً برای دمای هوای محیط ۱۵°C، حدود ۱۴/۵°C هوای عبوری از رادیاتور گرم‌تر می‌شود. در صورتی که برای دمای هوای محیط ۱۹°C، این عدد به ۱۳°C تقلیل می‌یابد.
- با افزایش ارتفاع از سطح زمین، دمای جریان هوا روی خط مرکزی برج کاهش می‌یابد.
- پلوم خروجی از دهانه برج، هوای محیط اطراف را نیز به درون خود می‌کشد.
- بدون وزش باد، انتقال حرارت از رادیاتورهای پیرامون برج یکسان است. در هر رادیاتور تقریباً ۱/۵MW انتقال حرارت رخ می‌دهد.

• بدون وزش باد، دبی جرمی هوای ورودی به برج در پیرامون آن یکنواخت است. از هر رادیاتور تقریباً ۱۱۳kg/s هوا وارد برج می‌شود.
• در هنگام وزش بادهایی با سرعت کمتر از ۵m/s، با افزایش سرعت باد مقدار انتقال حرارت برج کاهش می‌یابد. در بادهای سریع‌تر این موضوع برعکس می‌شود.
• با افزایش سرعت باد، مقدار دبی جرمی هوای خارج‌شده از دهانه برج به شدت کاهش می‌یابد. سرعت زیاد هوای ورودی به برج باعث می‌شود که جریان هوای کمتری رو به بالا برقرار شود. مقدار قابل‌توجهی از هوای واردشده به طور افقی از رادیاتورهای پشتی برج خارج می‌شوند.
• با افزایش سرعت باد، انتقال حرارت از رادیاتورهای جلوی برج زیاد و از رادیاتورهای کناری کم می‌شود. در صورتی که سرعت باد زیاد شود، رادیاتورهای واقع‌بین زوایای صفر درجه تا ۷۵° افزایش انتقال حرارت دارند. رادیاتورهای بین زوایای ۱۰۵° تا ۱۸۰° نخست کاهش انتقال حرارت دارند، ولی در سرعت‌های بالاتر با افزایش انتقال حرارت روبرو هستند. رادیاتورهای بین زوایای ۷۵° تا ۱۰۵° همیشه کاهش انتقال حرارت دارند.
• ناحیه جدایی جریان بزرگی درون برج رخ می‌دهد، که اندازه آن با افزایش سرعت باد، بزرگ‌تر می‌شود.
• با افزایش سرعت باد سهم بیشتری از جریان هوا از رادیاتورهای پشتی خارج می‌شود. به عنوان مثال، در سرعت باد ۱۶m/s حدود یک سوم رادیاتورهای جلویی جریان با سرعت ۱۴m/s وارد می‌شود، ولی از یک سوم رادیاتورهای پشتی، جریانی با سرعت حدود ۵m/s خارج می‌شود.
• با بستن لوورهای جلویی می‌توان انتقال حرارت را افزایش داد و از خروج افقی جریان از رادیاتورهای پشتی جلوگیری نمود.
• با نیمه‌باز گذاشتن لوورهای واقع تا زاویه ۶۰°، می‌توان انتقال حرارت را ۱۶٪ و دبی جرمی را ۱۵٪ زیاد کرد.

۶- فهرست علائم

a	شتاب ($\frac{m}{s^2}$)
c_P	گرمای ویژه ($\frac{J}{gr\,K}$)
G_b	تولید انرژی جنبشی تلاطمی ناشی از شناوری ($\frac{m^2}{s^2}$)
G_k	تولید انرژی جنبشی تلاطمی ناشی از گرادیان سرعت ($\frac{m^2}{s^2}$)
k	انرژی جنبشی تلاطمی ($\frac{J}{kg}$)
K_l	ضریب افت فشار لوور ($\frac{Pa}{m^2}$)
k'	ضریب هدایت حرارتی ($\frac{W}{m\,K}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($\frac{kg}{s}$)
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
Q	حرارت مبادله شده (J)
S	تانسور کرنش متوسط ($\frac{1}{s}$)
t	زمان (s)
T	دما (K)
u	سرعت ($\frac{m}{s}$)
z	ارتفاع برج (m)

علائم یونانی

β	ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی تلاطمی ($\frac{m^2}{s^2}$)
μ	ویسکوزیته ($\frac{kg}{m\,s}$)
ρ	چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)

تشکر و قدردانی: از طرف نویسندگان مشخص نشده است.
تاییدیه اخلاقی: از طرف نویسندگان مشخص نشده است.
تعارض منافع: از طرف نویسندگان مشخص نشده است.
سهم نویسندگان: از طرف نویسندگان مشخص نشده است.
منابع مالی: از طرف نویسندگان مشخص نشده است.

منابع

[1] Su M D, Tang G F, 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. 1999; 79(3):289–306.
[2] Kroger D G. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. PennWell Books. 2004;1.
[3] Al-Waked R, Behnia M. The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: CFD study. International Journal of Energy Research. 2004; 28(2):147–161.
[4] Zhai Z, Fu S. Improving cooling efficiency of dry-cooling towers under cross-wind conditions by using wind-break methods. Applied Thermal Engineering 2006;26(10):1008-1017.
[5] Goodarzi M. A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. 2010;98(12):858-863.
[6] Alkhedhair A, Gurgenci H, Jahn I, Guan Z, He S. Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers. Applied Thermal Engineering. 2013;61(2):416-424.
[7] Lu Y, Guan Z, Gurgenci H, Zou Z. Windbreak walls reverse the negative effect of crosswind in short natural draft dry cooling towers into a performance enhancement. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;63:162–170.
[8] Lu Y, Gurgenci H, Guan Z, He S. The influence of windbreak wall orientation on the cooling performance of small natural draft dry cooling towers. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014;79:1059–1069.
[9] He S, Guan Z, Gurgenci H, Jahn I, Lu Y, Alkhedhair A M. Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers. Applied Thermal Engineering. 2014;66(1-2):621-631.
[10] Zhao Y B, Long G, Sun F, Li Y, Zhang C. Numerical study on the cooling performance of dry cooling tower with vertical two-pass column radiators under crosswind. Applied Thermal Engineering. 2015; 75:1106–1117.

[11] Zhao Y, Long G, Sun F, Li Y, Zhang C, Liu J. Effect mechanism of air deflectors on the cooling performance of dry cooling tower with vertical delta radiators under crosswind. Energy Conversion and Management. 2015;93:321–331.
[12] Liao H T, Yang L J, Du X Z, 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. 2015;94:178-192.
[13] Ma H, Si F, Kong Y, Zhu K, Yan W. A new theoretical method for predicating the part-load performance of natural draft dry cooling towers. Applied Thermal Engineering. 2015;91:1106-1115.
[14] Li X, Guan Z, Gurgenci H, Lu Y, He S. Simulation of the UQ Gatton natural draft dry cooling tower. Applied Thermal Engineering. 2016;105:1013-1020.
[15] Xia L, Gurgenci H, Liu D, Guan Z, Zhou L, Wang P. CFD analysis of pre-cooling water spray system in natural draft dry cooling towers. Applied Thermal Engineering. 2016;105:1051-1060.
[16] Li Y, Long G, Gurgenci H, Guan Z, Wang X, S. Duniam. Measurements of crosswind influence on a natural draft dry cooling tower for a solar thermal power plant. Applied Thermal Engineerin. 2017 ; 206:1169–1183.
[17] Goodarzi M, Moradi S. A new natural draft dry cooling tower with improved thermal performance during windy condition. Applied Thermal Engineering. 2018;139:341–351.
[18] Ma H, Si F, Li X, Wang J. Effects of pressure loss coefficients of heat exchanger on thermal performance of the dry cooling tower. Energy Procedia. 2017;136:169-175.
[19] Seifi A R, Akbari O A, Alrashed A, Afshary F, Ahmadi GH, Seifi R et all. Effects of external wind breakers of Heller dry cooling system in power plants. Applied Thermal Engineering. 2017;129:1124-1134.
[20] Ma H, Si F, Kong Y, Zhu K, Yan W. Wind-break walls with optimized setting angles for natural draft dry cooling tower with vertical radiator. Applied Thermal Engineering. 2017;112:326-339.
[21] Sun Y, Guan Z, Gurgenci H, Hooman K, Li X. Investigations on the influence of nozzle arrangement on the pre-cooling effect for the natural draft dry cooling tower. Applied Thermal Engineering. 2018;130:979-996.
[22] Wei H, Wu T, Ge Z, Yang L, Du X. Entransy analysis optimization of cooling water flow distribution in a dry cooling tower of power plant under summer crosswinds. Energy. 2019;166:1229–1240.
[23] Ma H, Si F, Zhu K, Wang J. Quantitative research of spray cooling effects on thermo-flow performance of the large-scale dry cooling tower with an integrated numerical model. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;141:799-817.
[24] Wu T, Ge Z, Yang L, Du X. Flow deflectors to release the negative defect of natural wind on large scale dry cooling tower. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;128:248-269.
[25] Ge W, FannJ, Liu C X, Li W G, Chen G, Zhao Y. Critical Impact Factors on the Cooling Performance Design of Natural Draft Dry Cooling Tower and Relevant Optimization Strategies. Applied Thermal Engineering. 2019;154:614–627.
[26] Kheneslu A R, Jahangiri A, Ameri M. Interaction effects of natural draft dry cooling tower (NDDCT) performance and 4E (energy, exergy, economic and environmental) analysis of steam power plant under different climatic conditions. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2020;37:100599.
[27] Sedighi A A, Bazargan M. Effects of configuration of stack outlets and cooling towers on flow field and plume dispersion. Modares Mechanical Engineering. 2013; 13 (2) :145-152
[28] Ardekani M A, Ranjbar M A. Field study on airflow pattern through radiator of Heller dry cooling tower. Modares Mechanical Engineering. 2014; 13 (11) :30-40
[29] Sabbagh Yazdi S R, 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, 2014; 14(3):184-193.
[30] Graebel W P. Advanced Fluid Mechanics. Elsevier 2007.
[31] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, Zhu J. A New k-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Computers & Fluids. 1955; 24(3):227-238.
[32] Main Cooling System Provisional Acceptance Test Procedure. Yazd Combined Cycle Power Plant 2007.
[33] Brown R. Fluid Mechanics of the Atmosphere. Academic Press 1991.