مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 145-148

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395
مهندسی مکانیک مدرس
mme.modares.ac.ir

استفاده از برج خنک‌کن جهت سیستم‌های سرمایش تابشی در ساختمان‌های اداری مناطق معتدل

مهدی نصرآبادی[1*]، دونال فین[2]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه یو سی دی، دابلین
* بیرجند، صندوق پستی: 615/97175، m.nasrabadi@birjand.ac.ir

چکیده

رشد استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع مکانیکی تراکمی بخار برای سرمایش ساختمان‌های اداری در مناطق با آب و هوای معتدل به افزایش علاقه در جایگزینی این سیستم‌ها با سایر سیستم‌های کم مصرف‌تر انرژی منجر شده است. برج‌های خنک‌کننده به عنوان یک وسیله تولید آب سرد، با اتصال به سیستم‌های سرمایش تابشی و تهویه، یک روش جایگزین جهت تهویه فضاهای اداری در آب و هوای معتدل را ارائه می‌دهد. در این روش برج خنک‌کن قابلیت تولید آب سرد با دمای 14- 18 درجه سانتی‌گراد با اختلاف 1-3 درجه کلوین با دمای تر محیط را دارد. این آب سرد در سیستم سرمایش تابشی بار حرارتی محسوس را پوشش داده و در سیستم تهویه مطبوع بار حرارتی نهان را بر طرف می‌سازد. در این مقاله به‌صورت خلاصه یک مدل ریاضی از سیستم سرمایش تبخیری با استفاده از نرم‌افزار مطلب بیان گردیده است. درستی این مدل با اطلاعات تجربی بررسی شده و مدل مربوطه با یک مدل ساختمان اداری با استفاده از نرم‌افزار انرژی پلاس متصل گردیده است. نتایج حاکی است علاوه بر این‌که ضریب عملکرد این سیستم در روز طراحی برای پاریس به‌عنوان منطقه معتدل گرم و مرطوب در محدوده 2 تا 8 تغییر می‌کند، این سیستم توانایی قابل قبولی جهت تامین شرایط آسایش حرارتی در حدود 67% ساعات کاری در طی روز طراحی را دارا می‌باشد.

کلید واژگان: برج خنک کن، سیستم های سرمایش تابشی، آسایش حرارتی، عملکرد سیستم

Application of open cooling tower with radiant cooling for office space conditioning in temperate climate

Mehdi Nasrabadi[1*], Donal Finn[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran
2- School of Mechanical & Materials Engineering, University College Dublin, Belfield, Dublin D4, Ireland
* P.O.B. 97175/615, Birjand, Iran, m.nasrabadi@birjand.ac.ir

ABSTRACT

The growth in the use of mechanical vapour compression based air conditioning systems for office cooling in temperate climates has led to increased interest in alternative low energy active cooling systems. Cooling towers as a means for producing chilled water, in conjunction with radiant and displacement cooling systems, offer a possible alternative approach for space conditioning of office spaces in temperate climates. The current research hypothesis is based on assessing an integrated cooling tower and radiant / displacement ventilation cooling system for office conditioning in temperate climate. The concept is capable of producing chilled water between 14-18°C with low approach temperatures (1-3 K) and using this water for building sensible cooling by radiant surfaces (floors or ceilings) and building latent cooling by displacement ventilation. A mathematical model of the cooling tower system was developed using MATLAB. The cooling tower was validated against experimental data and integrated with an EnergyPlus model of an office building model incorporating radiant cooling and displacement ventilation systems. Using the overall simulation model, assessment was carried out based on ASHRAE design day specifications for Paris as representative of warm and humid climate. The results indicated that although the COP of the integrated cooling system was fluctuated between 2 and 8, this system can provide thermal comfort condition during 67% of working hours in Paris design day.

Keywords: Cooling tower, radiant cooling, thermal comfort, system performance

1- مقدمه

بیش از 40% مصرف انرژی در ساختمان‌های تجاری مربوط به سیستم های گرمایش و تهویه مطبوع می‌باشد [2,1]. البته این درصد با توجه به کشور و نوع ساختمان تجاری تغییراتی دارد به‌عنوان مثال در بریتانیا برای ساختمان‌های اداری این درصد به 55% نیز افزایش می‌یابد [2]. تخمین‌های جاری پیش‌بینی می‌کنند که مصرف انرژی الکتریکی جهت تهویه ساختمان ها در اتحادیه اروپا تا سال 2020، 50% نسبت به سال 2009 افزایش خواهد داشت [1]. در مناطق معتدل سیستم‌های معمول تبرید یک راه حل فرا مهندسی بوده و همچنین سیستم‌های خنک‌کننده منفعل (پسیو[1]) توانایی کافی برای سرمایش مطلوب را ندارند [4,3].

اخیرا استفاده از سیستم‌های سرمایش تابشی و تهویه مطبوع جهت سرمایش ساختمان‌های تجاری منجربه توجه محققان به استفاده از برج خنک‌کن جهت تولید آب سرد برای این سیستم‌ها شده است. حسن و همکاران نتایج شبیه‌سازی یک سیستم سرمایش تشعشعی با اتصال به برج خنک‌کن را بیان کرده‌اند. در این تحقیق یک ساختمان مسکونی چهار طبقه با حداکثر بار

[1] Passive

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
M.Nasrabadi, D.Finn, Application of open cooling tower with radiant cooling for office space conditioning in temperate climate, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 145-148, 2016 (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.25.2]

حرارتی $7.4\ W{\cdot}m^{-2}$ در ساعت 6 تا 8 بعدازظهر در شهر هلزینکی[1] لحاظ گردیده است. نشان داده شده است که ضریب عملکرد برج خنک‌کن در این حالت قابلیت رسیدن به مقدار 8.3 را دارا می‌باشد [5]. برجستون یک سیستم سرمایش برای ساختمان‌های اداری را مورد ارزیابی قرار داد، در این سیستم یک برج خنک‌کن آب سرد موردنیاز برای سیستم سرمایش تابشی از نوع تیرهای فعال سرد[2] را فراهم می‌کرد. در این تحقیق یک ساختمان اداری با مساحت $450\ m^2$ در شمال اروپا (48-49ºN) مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی در طی تابستان نشان‌دهنده ضریب عملکرد 4 تا 8.5 برای سیستم سرمایش بود[6]. کاستلو و فین همان‌طور که در "شکل 1" نشان داده است یک سیستم سرمایش تبخیری را طراحی نمودند که شامل یک برج خنک‌کن تر، سیکل اولیه و ثانویه و یک مبدل حرارتی صفحه پره‌دار می‌باشد [7]. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دادند که برج خنک‌کن طراحی شده توانایی تولید آب سرد با دمای 14- 16 درجه سانتی‌گراد با اختلاف 1-3 درجه کلوین با دمای تر محیط را دارا می‌باشد. بنابر داده‌های تجربی قابلیت دسترس‌پذیری برای آب با دمای 14ºC و 16ºC به‌ترتیب در حدود 72% و 88% برای شهر دابلین[3] می‌باشد [7].

در این مقاله یک مدل ریاضی از سیستم سرمایش تبخیری با استفاده از نرم افزار مطلب[4] براساس طرح کاستلو و فین بیان گردیده است. درستی این مدل با اطلاعات تجربی بررسی شده و مدل مربوطه با یک مدل ساختمان اداری با استفاده از نرم‌افزار انرژی پلاس[5] متصل گردیده است.

2- مدل ریاضی برج خنک‌کن

جزییات مدل ریاضی مورد استفاده در این مقاله به تفصیل در مقاله دیگری بیان شده است [8]. به‌طور خلاصه مدل ریاضی برای برج خنک‌کن جریان مخالف، همان‌طور که در "شکل 1" نشان داده شده است، براساس مدل اصلاح شده $\varepsilon - NTU$ تهیه شده است. در این روش فاکتور لویس[6] برابر یک و هوای خروجی از برج در حالت اشباع فرض شده است. در مقایسه با روش های استاندارد $\varepsilon - NTU$ یا مرکل[7] [9] جهت مدل‌سازی برج خنک‌کن، تغییر جرم آب برج براساس فرایند تبخیر لحاظ شده و گرمای ویژه مخلوط بخار و آب برخلاف روش‌های قبلی ثابت فرض نشده است. در این مدل ضریب برج خنک‌کن که یکی از پارامترهای اساسی در مدل‌سازی حرارتی برج می‌باشد

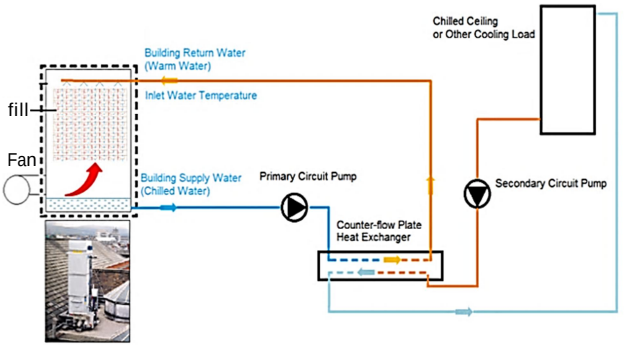


Fig. 1 Schematic of an indirect evaporative cooling system [7]

شکل 1 شماتیک سیستم سرمایش تبخیری طراحی شده [7]

براساس رابطه تجربی که توسط کاستلو و فین به‌دست آمده محاسبه گردیده است [10].

$$Me = 1.3 \times (m_w/m_a)^{-0.77} \quad (1)$$

در رابطه (1)، Me عدد مرکل، m_a و m_w به ترتیب دبی جرمی هوا و آب برج خنک کن می باشند.

مدل ریاضی بیان شده برای مطالعات بیشتر جهت بررسی عملکرد سیستم خنک کن استفاده شده است. برای این منظور یک حجم کنترل براساس طراحی انجام شده توسط کاستلو و فین که در "شکل 2" نشان داده شده در نظر گرفته شد.

صحت مدل ریاضی با داده‌های تجربی در دو حالت مختلف دمای آب خروجی برج خنک‌کن، در "شکل 3" بررسی شده است [8]. همان‌طور که در شکل بیان شده بیشترین اختلاف با داده های تجربی کمتر از 2.5% می‌باشد. جزییات بیشتر از مدل به همراه تست مدل با داده‌های تجربی و پیش‌بینی عملکرد برج خنک‌کن در شرایط آب و هوایی مختلف در مقالات دیگر به تفصیل مورد بررسی قرار گرفته است [11,8].

3- مدل کلی

به منظور بررسی عملکرد برج خنک کن جهت سرمایش ساختمان های اداری در مناطق معتدل دو مدل مجزا شامل سیستم سرمایش تبخیری و مدل ساختمان تهیه گردید. مدل سرمایش تبخیری شامل برج خنک‌کن مورد نظر، پمپ، فن و مبدل حرارتی می‌باشد. مدل ساختمان شامل مدل ساده‌ای از یک ساختمان اداری به همراه سیستم‌های سرمایش تابشی و تهویه مطبوع از نوع

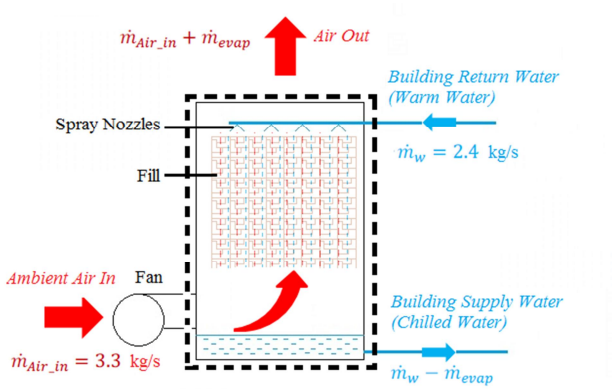


Fig. 2 Cooling tower control volume with water and air flow boundary conditions

شکل 2 حجم کنترل برج خنک کن به همراه شرایط مرزی جریان آب و هوا در برج

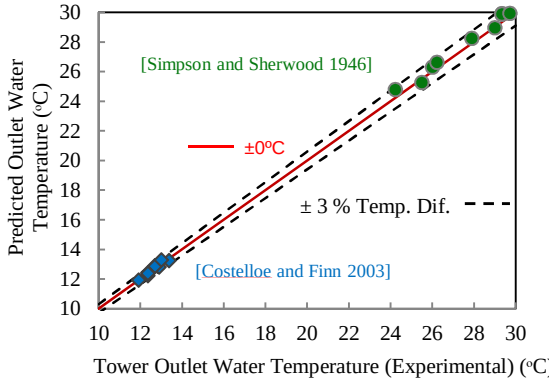


Fig. 3 Comparison of tower water outlet temperature against experimental data [8]

شکل 3 بررسی درستی مدل ریاضی با داده های تجربی [8]

[1] Helsinki
[2] Active chilled beam
[3] Dublin
[4] MATLAB
[5] EnergyPlus
[6] Lewis
[7] Merkel

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.25.2]

جابجایی می‌باشد که آب سرد موردنیاز جهت این سیستم‌های سرمایش توسط برج خنک کن تامین می گردد. مدل ساختمان شامل نمای بیرونی و داخلی در "شکل 4" نشان داده شده است. همان‌طور که در "شکل 4" نشان داده شده است مدل ساختمان از 4 فضای کناری در هر یک از جهات اصلی جغرافیایی و یک فضای مرکزی تشکیل شده است.

با توجه به این‌که منطقه هدف در این تحقیق، آب و همای معتدل اروپا می‌باشد مصالح و خواص حرارتی آن براساس طرح کرولیجا برای ساختمان اداری در بریتانیا اعمال شده است [12]. با توجه به این‌که مدل سیستم سرمایش تبخیری با نرم‌افزار مطلب تهیه شده است می بایست این کد به مدل ساختمان متصل گردد. بدین منظور از نرم‌افزار واسط BCVTB و امکانات PlantComponent:UserDefined در نرم‌افزار انرژی پلاس استفاده شده است. این امکانات قابلیت اتصال کلیه اجزایی و سیستم هایی که در نرم‌افزار انرژی پلاس موجود نیست را به کاربر می دهد.

4- بررسی عملکرد سیستم سرمایش برای روز طراحی

با توجه به اینکه برج خنک‌کن به عنوان تنها منبع تولید سرمایش در این سیستم شناخته می‌شود ضریب عملکرد برای برج خنک‌کن براساس حجم کنترل "شکل 2" و همچنین کل سیستم سرمایش براساس معادلات (2) و (3) به شرح زیر تعریف می‌گردد.

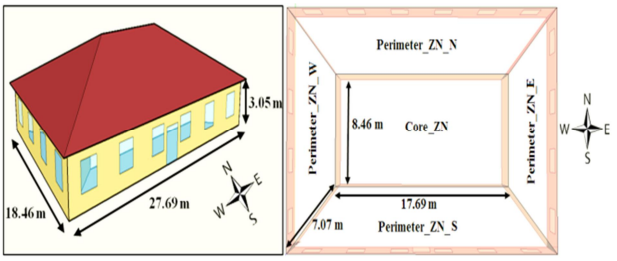
$$COP_{\text{Tower}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Tower}}}{P_{\text{Fan}}+P_{\text{Primary pump}}} \quad (2)$$

$$COP_{\text{Cooling System}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Cooling system}}}{P_{\text{Fan}} + P_{\text{Primary pump}} + P_{\text{Secondary pump}} + P_{DV\ fan}} \quad (3)$$

در این معادلات $P_{\text{Secondary pump}}$، $P_{\text{Primary pump}}$ به‌ترتیب نشان‌دهنده توان مصرفی پمپ های اولیه و ثانویه مطابق "شکل 1" می‌باشند و P_{Fan}، $P_{\text{DV fan}}$ به‌ترتیب توان مصرفی فن برج خنک‌کن و فن سیستم تهویه را نشان می‌دهد.

دبی جرمی آب براساس طراحی در سیکل اولیه و ثانویه به ترتیب $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 1.4 و 1.6 می باشد. نرخ تهویه براساس حداقل میزان موردنیاز برای ساختمان اداری از استاندارد اشری[1] 62.1 برابر با $0.255\ \text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ لحاظ شده است [13]. بار حرارتی داخلی برمبنای افراد، وسایل الکتریکی و روشنایی $66\ \text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ و زمان اعمال آن را از ساعت 8 صبح تا 5 بعدازظهر لحاظ شده است [14].

در "شکل 5" نحوه عملکرد سیستم سرمایش برای روز طراحی در شهر پاریس به عنوان منطقه گرم و مرطوب [15] نشان داده شده است زمانی که



(b) (a)

Fig. 4 Schematic of small office building (a) external view (b) internal view with zone names

شکل 4 شماتیک مدل ساختمان شامل (a) نمای بیرونی و (b) نمای درونی

[1] ASHRAE

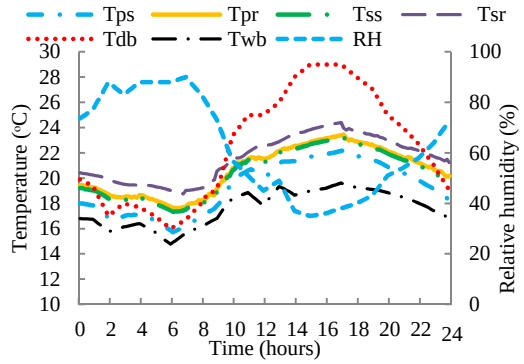


Fig. 5 Primary and secondary data for integrated cooling system analysis in Paris design day analysis

شکل 5 عملکرد سیستم برای روز طراحی در شهر پاریس

برج خنک‌کن آب سرد موردنیاز برای سیستم سرمایش از سقف و تهویه مطبوع را فراهم می‌کند.

T_{db} ، T_{wb} و RH نشان‌دهنده شرایط محیطی به‌ترتیب شامل دمای خشک، دمای تر و رطوبت نسبی بوده، T_{ps}، T_{pr} دمای آب سرد رفت و برگشت در سیکل اولیه و T_{ss} و T_{sr} دمای آب سرد رفت و برگشت را در سیکل ثانویه نشان می‌دهد. همان‌طور که در "شکل 5" نشان داده شده است دمای آب سرد رفت در سیکل‌های اولیه و ثانویه از دمای تر محیط پیروی می‌کند. براساس این شکل کمترین و بیشترین دمای آب تولیدی توسط برج خنک کن به ترتیب 17 و 21.3 درجه سانتی‌گراد می باشد.

دمای موثر هر یک از فضای ساختمان در طی روز طراحی در بازه‌های زمانی ده دقیقه در "شکل 6" نشان داده شده است. دما در فضای شرقی به علت تابش خورشید در روز در ابتدای صبح کمی بالاتر از بقیه فضا می باشد در حالی‌که در طی روز فضا جنوبی بیشترین دما و نزدیک به غروب فضای غربی بیشترین دما به خود اختصاص می‌دهند. همان‌طور که در شکل نشان داده شده بیشترین دمای موثر برای فضاهای ساختمان در روز طراحی در حدود 29 درجه سانتی‌گراد می باشد.

ضریب عملکرد برج خنک کن و سیستم سرمایش در طول روز طراحی در "شکل 7" نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است بهترین عملکرد در ساعات پایانی و ابتدای روز که فرایند سرمایش تبخیری بهترین راندمان را دارد رخ می‌دهد. همان‌طور که مشخص است ضریب عملکرد سیستم سرمایش در محدوده 2 تا 8 متغیر است درحالی‌که ضریب عملکرد برج خنک‌کن در بازه 4 تا 12 تغییر می‌کند.

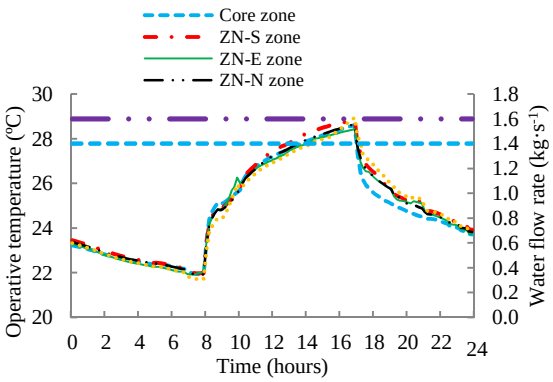


Fig. 6 Operative temperature in different building zones with primary and secondary water flow in Paris design day analysis

شکل 6 دمای موثر هر یک از فضای ساختمان در طی روز طراحی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.25.2]

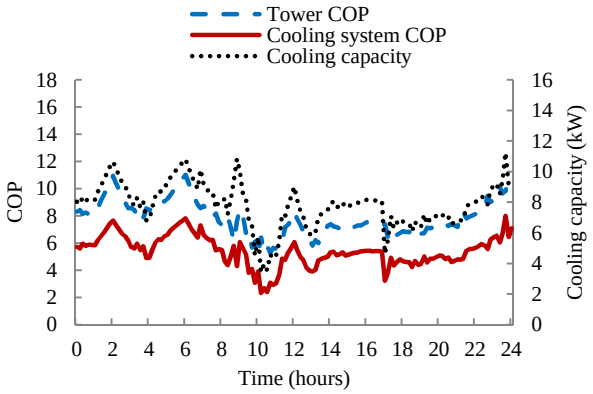


Fig. 7 Tower COP, cooling system COP and cooling capacity of the integrated CT with RC and DV in Paris design day analysis

شکل 7 ضریب عملکرد برج خنک کن و سیستم سرمایش به‌همراه ظرفیت سرمایش در طول روز طراحی

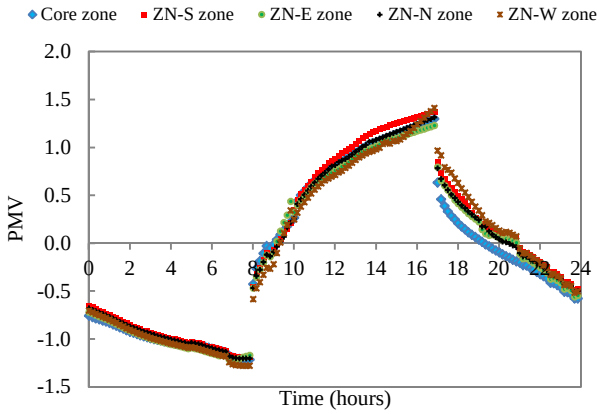


Fig. 8 PMV index value of different building zones for the integrated CT to radiant ceiling and DV in Paris design day analysis

شکل 8 بررسی آسایش حرارتی در فضای مختلف ساختمان برمبنای سیستم سرمایش مفروض

تامین آسایش حرارتی به‌وسیله این سیستم سرمایش با پارامتر PMV در "شکل 8" مورد بررسی قرار گرفته است. این پارامتر پاسخ جمعی افراد در مورد مقیاس آسایش حرارتی استاندارد اشری را تخمین می‌زند [16]. برمبنای این پرامتر عدد 1+ شرایط نسبتا گرم و عدد 1- شرایط نسبتا سرد را نشان می‌دهد در نتیجه زمانی‌که این پارامتر ما بین 1± قرار دارد شرایط نسبتا قابل قبول آسایش حرارتی را نشان خواهد داد [17]. با توجه به "شکل 8" می توان دید که سیستم سرمایش بیان شده در این مقاله تا ساعت حدودا 2 بعدازظهر شرایط نسبتا مناسبی برای افراد مهیا می‌کند و بعد از این ساعت نیاز به سیستم سرمایش کمکی می باشد. با توجه به این‌که ساعت کاری در بازه 8 تا 5 بعد از ظهر در نظر گرفته شده است می‌توان نتیجه گرفت که سیستم سرمایش مفروض در این مقاله توانایی تامین شرایط آسایش حرارتی در حدود 67% ساعات کاری در روز طراحی برای پاریس را دارا می باشد.

5- نتیجه گیری

با توجه به این‌که برج خنک کن قابلیت تولید آب سرد با دمای 14- 18 درجه سانتی‌گراد با اختلاف 1-3 درجه کلوین با دمای تر محیط قابلیت تولید آب سرد را دارد. سیستم سرمایش تبخیری با اتصال برج خنک‌کن به سیستم سرمایش تابشی و تهویه به عنوان یک راه حل جایگزین برای سیستم‌های معمول سرمایش در مناطق معتدل را دارد. در این مقاله عملکرد سیستم سرمایش بیان شده برای یک ساختمان اداری در شهر پاریس به‌عنوان منطقه گرم و مرطوب در روز طراحی براساس استاندارد اشری مورد بررسی از لحاظ کارایی و آسایش حرارتی قرار گرفت. نشان داده شد علاوه بر این‌که ضریب عملکرد این سیستم در روز طراحی برای پاریس به‌عنوان منطقه معتدل گرم و مرطوب در محدوده 2 تا 8 تغییر می‌کند، این سیستم توانایی قابل قبولی جهت تامین شرایط آسایش حرارتی در در حدود 67% ساعات کاری را دارا می باشد.

6- مراجع

[1] U. Eicker, *Low energy cooling for sustainable buildings*. ISBN 978-0-470-69744-3, 2009.
[2] L.Pérez-Lombard, J. Ortiz, et al., A review on buildings energy consumption information, *Energy and Buildings*, No. 40(3), pp. 394-398, 2008.
[3] D. Alexander, M. O'Rourke, Design Considerations for Active Chilled Beams. *ASHRAE Journal*, No. 50(9), pp. 50-54, 2008.
[4] B. Costelloe, D.P. Finn, Indirect evaporative cooling potential in air–water systems in temperate climates, *Journal of Energy and Buildings*, No. 35, pp. 573–591, 2003.
[5] A. Hasan, M. Vuolle, K. Sirén, R. Holopainen, and P. Tuomaala. A cooling tower combined with chilled ceiling: system optimisation. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, No. 2(3), pp. 217-224, 2007.
[6] B. Bergsten. *Evaporative Cooling Tower and Chilled Beams, Design Aspects for Cooling in Office Buildings in Northern Europe*. PhD Thesis. Chalmers University of Technology. Göteborg, Sweden, 2009.
[7] B. Costelloe, and D.P. Finn. Indirect evaporative cooling potential in air–water systems in temperate climates. Energy and Buildings, 35:573–591, 2003.
[8] M. Nasrabadi, D.P. Finn, Mathematical modeling of a low temperature low approach direct cooling tower for the provision of high temperature chilled water for conditioning of building spaces, *Applied Thermal Engineering*, No. 64, pp. 273–282, 2014.
[9] J.C. Kloppers, D.G. Kroger, Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and e -NTU Methods of Analysis. *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 127, pp. 1-7, 2005.
[10] B. Costelloe, and D.P. Finn. Heat transfer correlations for low approach evaporative cooling systems in buildings. *Applied thermal engineering*, No. 29(1), pp. 105-115, 2009.
[11] M. Nasrabadi, D.P. Finn, Performance analysis of a low approach low temperature direct cooling tower for high-temperature building cooling systems. *Energy and Buildings*, 84, pp.674-689, 2014.
[12] I. Korolija. *Heating, Ventilating and Air-conditioning System Energy Demand Coupling with Building Loads for Office Buildings*. PhD Thesis. De Montfort University, Leicester, UK, 2011.
[13] ASHRAE. *ASHRAE Standard: Standard 62.1-2004*, Ventilation for acceptable indoor air quality. Atlanta, USA, 2004.
[14] G. Dunn, and I. Knight. Small power equipment loads in UK office environments. *Energy and buildings*, No. 37(1), pp. 87-91, 2005.
[15] Nick Barnard, Denice Jaunzens (Eds.), Low energy cooling: technology selection and early design guidance, Annex 28, *Low Energy Cooling*, Building Research Establishment Ltd, 2001 (January 2001).
[16] ASHRAE. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, SI edition, 2013.
[17] S. Wei, M. Li, W. Lin, and Sun, Y. Parametric studies and evaluations of indoor thermal environment in wet season using a field survey and PMV–PPD method. *Energy and Buildings*, No. 42(6), pp. 799-806, 2010.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-29]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.25.2]