مجله مهندسی مکانیک مدرس، تیر 1394، دوره 15، شماره 4، ص‌ص 348-354

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بهینه‌سازی سیستم سرمایش ترکیبی خنک‌کننده تبخیری مستقیم- برج خنک کننده به منظور کمینه کردن هزینه‌های عملکرد با استفاده از الگوریتم ژنتیک

قاسم حیدری نژاد[1*]، سید ضیا میری[2]، هادی پاسدارشهری[3]

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 143- 14115، gheidari@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 دی 1393

پذیرش: 14 بهمن 1393

ارائه در سایت: 16 اسفند 1393

کلید واژگان:

بهینه‌سازی

سرمایش ترکیبی

برج خنک کننده

خنک کننده تبخیری مستقیم

الگوریتم ژنتیک

چکیده

به‌منظور افزایش گستره کارایی خنک‌کننده‌های تبخیری از سیستم‌های ترکیبی استفاده می‌شود. در این تحقیق، سیستم ترکیبی خنک کننده تبخیری مستقیم با سرمایش تبخیری غیرمستقیم شامل برج خنک کننده و کویل سرمایشی مطالعه شده است. هدف اصلی از به‌کارگیری سیستم‌های ترکیبی، مصرف انرژی کمتر در مقایسه با سایر روش‌های سرمایش می‌باشد. لذا در این تحقیق، نحوه طراحی بهینه سیستم ترکیبی مذکور بررسی شده است. ابتدا هر یک از اجزای سیستم به صورت عددی مدل شده و با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده‌اند. سپس به کمک روش الگوریتم ژنتیک به تعیین مقدار بهینه پارامترهای طراحی سیستم پرداخته شده است. در مطالعه بهینه‌سازی، علاوه بر مصرف انرژی سیستم، توجه به میزان آب مصرفی نیز هدف بوده است. بنابراین برای اعمال همزمان این دو مهم در فرآیند بهینه‌سازی، تابع هدف به‌صورت کمینه کردن مجموع هزینه‌های آب و انرژی مصرفی در نظر گرفته شده است. در مطالعه موردی انجام شده، ابتدا سیستم ترکیبی، بدون محاسبات بهینه‌سازی برای شهر تهران طراحی شده است. سپس در ادامه با انجام محاسبات بهینه‌سازی، سیستم بهینه با سیستم اولیه مقایسه شده است. مقایسه این دو سیستم نشان می‌دهد که در سیستم بهینه، مصرف آب و برق به میزان چشم‌گیری کاهش یافته است. نتایج بهینه-سازی نشان می‌دهد که در حالت بهینه، دبی جرمی آب برج خنک کننده از دبی جرمی هوای برج بیشتر است. هم‌چنین در این حالت، سرعت هوای عبوری از پد تبخیری، کمترین مقدار مجاز و سطح مقطع برج خنک کننده، بیشترین مقدار ممکن با توجه به قیدهای مربوطه به دست آمده است. در پایان، با توجه به مسئله کمبود آب در برخی مناطق، به بررسی اهمیت آب و برق در طراحی سیستم بهینه پرداخته شده است.

Optimization of hybrid cooling system including direct evaporative cooler-cooling tower in order to minimize operation cost using genetic algorithm

Ghassem Heidarinejad*, Seyed Zia Miri, Hadi Pasdarshahri

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-143 Tehran, Iran, gheidari@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 11 January 2015
Accepted 03 February 2015
Available Online 07 March 2015

Keywords:
Optimization
Hybrid cooling
Cooling tower
Direct evaporative cooler
Genetic algorithm

ABSTRACT

Hybrid cooling systems are used to increase the cooling effectiveness of direct evaporative coolers. In this study, a hybrid cooling system including cooling tower, cooling coil and evaporative cooler have been discussed. The major aim of hybrid systems is to reduce the energy consumption compared to the other cooling methods. So in this research, optimization of hybrid system was investigated. In order to have an accurate performance prediction of hybrid cooling system, a numerical simulation was performed and the results were validated using experimental measurements. Moreover, genetic algorithm is used to determine the optimal design parameters. Minimizing the operation cost including water and electricity costs is considered as the objective function. All design constraints and standards were considered in optimization process. Investigated case study indicates that the optimal design can significantly reduce the operation costs. Optimization results revealed that in optimal case, air mass flow of cooling tower is lower than water mass flow. Also, the velocity of air through evaporative pad obtained the minimum allowable value and cross section of the cooling tower obtained the highest possible value according to the constraints. Finally, the importance of water and electricity in the optimum system design was investigated due to lack of water in some areas.

1- مقدمه

سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع ساختمان یکی از مهم‌ترین بخش‌های مصرف کننده انرژی جهان می‌باشند. آمار نشان می‌دهد که 30 تا 40 درصد انرژی جهان در بخش ساختمان مصرف می‌شود که بیش از نیمی از آن در این سیستم‌ها مصرف می‌شود [1]. با توجه به بحران انرژی، لزوم توجه به استفاده از سیستم‌هایی با کارایی بیشتر و مصرف انرژی کمتر، بیش

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

Gh. Heidarinejad, S.Z. Miri, H. Pasdarshahri, Optimization of hybrid cooling system including direct evaporative cooler- cooling tower in order to minimize operation cost using genetic algorithm, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 15, No. 4, pp. 348-354, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

از پیش اهمیت یافته است.

سرمایش تبخیری مستقیم از جمله روش‌های سرمایش غیرفعال و یکی از قدیمی‌ترین و پرکاربردترین روش‌های سرمایش محسوب می‌شود که مصرف انرژی کم و ساختار ساده‌ای دارد. خنک کننده‌های تبخیری در حالت ایده‌آل عملکرد خود، هوا را حداکثر تا دمای مرطوب محیط خنک می‌کنند. بنابراین با استفاده از خنک کننده‌های تبخیری مستقیم، امکان ایجاد شرایط آسایش در بسیاری از شرایط آب و هوایی وجود ندارد. برای افزایش کارایی، خنک کننده‌های تبخیری مستقیم را همراه با یک مرحله پیش سرمایش غیرفعال به‌کار می‌گیرند. بهبود عملکرد سیستم‌های سرمایش غیرفعال، موضوع تحقیق بسیاری از محققین بوده است.

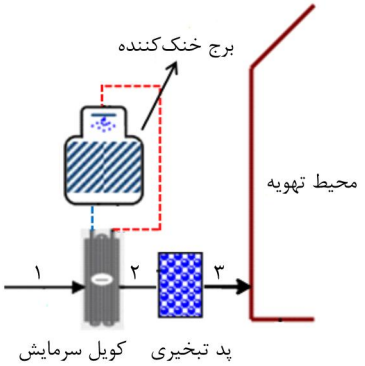
جاین [2] استفاده از کولر تبخیری دو مرحله‌ای را به منظور افزایش راندمان سرمایش تبخیری بررسی نمود. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که راندمان این سیستم، 1/2- 1/1 برابر راندمان کولر تبخیری مستقیم می‌باشد و با استفاده از این روش می‌توان به دمای کمتر از دمای مرطوب محیط دست یافت. حیدری‌نژاد و همکاران [3] یک سیستم ترکیبی متشکل از سرمایش تبخیری و سرمایش تشعشعی به آسمان را به صورت عددی مدل‌سازی کردند. نتایج عددی به‌دست آمده نشان می‌دهد که با استفاده از این سیستم دست‌یابی به راندمان اشباع بیشتر از 100% امکان‌پذیر است و عملکرد سرمایش ترکیبی مورد نظر نسبت به سرمایش تبخیری مستقیم بهبود یافته است. معرفت و حقیقی [4] به معرفی و بررسی سرمایش ترکیبی متشکل از سرمایش تبخیری و دودکش خورشیدی پرداختند. ایشان علاوه بر مطالعه پارامتریک روی عوامل مؤثر بر عملکرد حرارتی این سامانه، شرایط محیطی مناسب برای این سامانه را بررسی کردند. آسکیونه و همکاران [5] در تحقیقی برای سه اقلیم مختلف ایتالیا نشان دادند که پیش سرمایش هوا با استفاده از کانال‌های زیرزمینی هوا می‌تواند نقش مؤثری در کاهش انرژی مصرفی سیستم سرمایش داشته باشد. فنیکیارا و همکاران [6] با مطالعه سیستم ترکیبی خنک کننده تبخیری و چرخ دسیکنت که با انرژی خورشیدی احیا می‌شود، نشان دادند که این سیستم در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی، ضریب عملکرد بیشتر و مصرف انرژی کمتری دارد.

در مطالعاتی که تاکنون انجام شده است، بیشترین تمرکز بر روی بررسی انواع مختلف سیستم‌های ترکیبی متشکل از خنک کننده تبخیری مستقیم و پیش سرمایش غیرفعال بوده است. یکی از مهم‌ترین ویژگی این سیستم‌ها، کاهش مصرف انرژی و هزینه عملکرد در مقایسه با سایر روش‌هاست. بنابراین این سیستم‌ها باید به نحوی طراحی شوند که این مهم محقق شود. لذا در این تحقیق، بهینه‌سازی یک سیستم ترکیبی به منظور کمینه کردن مصرف انرژی و آب در آن، مورد توجه قرار گرفته است. در این تحقیق ابتدا سیستم ترکیبی خنک کننده تبخیری مستقیم با پیش سرمایش غیرفعال شامل برج خنک کننده و کویل سرمایشی، به صورت عددی مدل شده است. در ادامه با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی این سیستم به منظور کمینه کردن هزینه‌های عملکرد سیستم ناشی از مصرف انرژی و آب در آن پرداخته شده است.

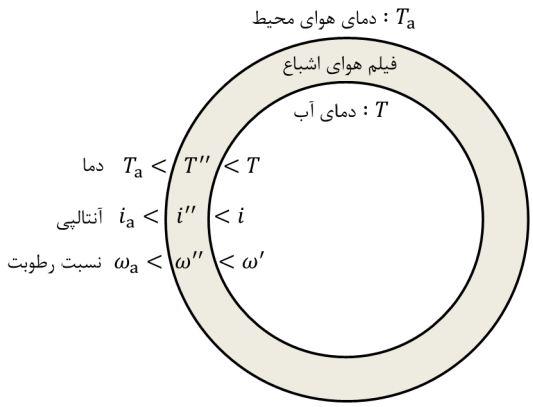
2- مدل سازی سیستم سرمایش ترکیبی

2-1- معرفی سیستم سرمایش ترکیبی

سیستم ترکیبی مدل شده در تحقیق حاضر، ترکیبی از سرمایش تبخیری و برج خنک کننده تر از نوع جریان مخالف می‌باشد که در شکل 1 نشان داده شده است. دمای هوای ورودی با عبور از یک کویل سرمایش طی فرآیند1-2، در ارتباط غیرمستقیم با آب خروجی از برج خنک کننده کاهش می‌یابد.



شکل 1 شماتیک سیستم سرمایش ترکیبی



شکل 2 انتقال جرم و انرژی بین قطره آب پاششی و هوای اطراف آن

سپس هوای خنک شده (نقطه2)، ضمن عبور از یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم طی فرآیند 2-3 در حالت ایده‌آل به‌صورت دمای تر ثابت، خنک‌تر می‌شود. سیال عامل برج خنک کننده آب است که با دفع حرارت به محیط اطراف خنک می‌شود.

2-2- مدل سازی برج خنک‌کننده

برج خنک کننده را می‌توان مبدل حرارتی دانست که در آن هوا و آب با یکدیگر به‌طور مستقیم در تماس می‌باشند. شکل 2 فرآیند انتقال جرم و حرارت قطره آب پاششی را با هوای اطراف خود در یک مقطع از برج نشان می‌دهد.

با در نظر گرفتن یک متر مربع از سطح مقطع برج خنک کننده‌ای به حجم V، مساحت سطح تماس قطرات آب پاششی و هوای اشباع اطراف آن در واحد حجم a، دبی جرمی آب برج $\dot{m}_w$ و دبی جرمی هوای ورودی به برج خنک‌کننده $\dot{m}_a$، معادلات انتقال جرم و انرژی به صورت زیر به دست می‌آیند.

مقدار انتقال انرژی از آب به فیلم هوای اشباع اطراف آن به کمک رابطه (1) محاسبه می‌شود. این مقدار معادل کاهش انرژی حرارتی آب می‌باشد [7].

$$dq_w = \dot{m}_w c_p dT_w = k_w a (T_w - T'') dV \quad (1)$$

در رابطه (1)، q_w نرخ انتقال حرارت از آب به فیلم هوای اشباع و k_w ضریب هدایت حرارتی بین آب و فیلم هوای اشباع می‌باشند.

مقدار انتقال انرژی بین فیلم هوای اشباع و هوا به صورت معادله (2) تعریف می‌شود.

$$dq_s = h_c a (T'' - T_a) dV \quad (2)$$

در رابطه (2)، q_s نرخ انتقال حرارت محسوس از فیلم هوای اشباع به هوای محیط، h_c ضریب انتقال حرارت کل بین فیلم هوای اشباع و جریان هوا و T_a دمای هوای خشک می‌باشند. نرخ انتقال جرم بین هوا و فیلم اشباع به صورت

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

معادله (3) تعریف می‌شود.

$$d\dot{m}_{evap} = h_m\, a(\omega'' - \omega_a)\, dV \tag{3}$$

در رابطه (3)، $\dot{m}_{evap}$ نرخ جرمی آب تبخیری، h_m ضریب انتقال جرم بین هوا و فیلم هوای اشباع، ω'' نسبت رطوبت فیلم هوای اشباع و ω_a نیز نسبت رطوبت هوا می باشند. نرخ انتقال حرارت نهان بین هوا و فیلم هوای اشباع اطراف آن به صورت رابطه (4) تعریف می‌شود.

$$dq_L = i_{fg}\, d\dot{m}_{evap} = i_{fg}\, h_m\, a(\omega'' - \omega_a)\, dV \tag{4}$$

در رابطه (4)، q_L نرخ انتقال حرارت نهان بین هوا و فیلم اشباع و i_{fg} آنتالپی تبخیر می‌باشد. در تئوری مرکل، عدد لوئیس مطابق رابطه (5) برابر با یک در نظر گرفته شده است [7].

$$\mathrm{Le} = \frac{h_c}{h_m c_{pa}} = 1 \tag{5}$$

با برابر قرار دادن معادلات کاهش انرژی آب و افزایش انرژی هوا به رابطه (6) می‌رسیم.

$$\dot{m}_w c_p\, dT_w = \dot{m}_a\, di = h_m\, a(i'' - i_a)\, dV \tag{6}$$

با صرف نظر از مقاومت حرارتی فیلم هوای اشباع، دمای آب معادل دمای فیلم هوای اشباع در نظر گرفته می‌شود و با فرض محاسبه h_m برحسب آنتالپی محرک در دمای آب، رابطه (6) به‌صورت رابطه (7) ساده می‌شود.

$$\dot{m}_w c_p\, dT_w = \dot{m}_a\, di = h_m\, a(i' - i_a)\, dV \tag{7}$$

با انتگرال‌گیری از رابطه (7)، عدد مرکل به‌صورت رابطه (8) تعریف می‌شود.

$$\mathrm{Me} = \int_{T_{w,out}}^{T_{w,in}} \frac{c_p dT_w}{(i' - i_a)} = \frac{h_m a V}{\dot{m}_w} \tag{8}$$

پکینگ‌های مورد استفاده در برج‌های خنک‌کننده به سه دسته‌ی لایه‌ای[1]، چکه‌ای[2] و قطره‌ای[3] تقسیم می‌شوند. رابطه تجربی (9) نحوه‌ی محاسبه عدد مرکل را برحسب نوع پکینگ مورد استفاده و مشخصات برج نشان می‌دهد [8].

$$\mathrm{Me} = c_1 \left(\frac{\dot{m}_w}{A_{fr}}\right)^{c_2} \left(\frac{\dot{m}_a}{A_{fr}}\right)^{c_3} (L_{fi})^{1+c_4} (T_{w,in})^{c_5} \tag{9}$$

در رابطه (9)، $\dot{m}_w$ دبی جرمی آب، $\dot{m}_a$ دبی جرمی هوا، A_{fr} سطح مقطع برج، L_{fi} ارتفاع پکینگ و $T_{w,in}$ دمای آب ورودی می‌باشد. ضرایب c_1 تا c_5 برحسب نوع پکینگ، متفاوت می باشند که مقادیر آن‌ها در مرجع [8] ذکر شده است. با استفاده از روابط (8) و (9) و مشخص بودن دبی جرمی آب و هوا و پارامترهای هندسی برج، دمای آب خروجی از برج محاسبه می‌شود.

در برج خنک کننده مقداری آب به دلیل تبخیر از سیستم خارج می‌شود که باید توسط آب جبرانی تأمین گردد. میزان آب تبخیر شده در برج از رابطه (10) به دست می‌آید.

$$\dot{m}_{evap,tower} = \dot{m}_{a,tower}\,(\omega_{out} - \omega_{in}) \tag{10}$$

میزان توان مصرفی فن در برج، به میزان دبی جرمی و افت فشار هوا و بازده‌ی فن بستگی دارد که به صورت رابطه (11) محاسبه می‌شود [9].

$$P_{tower} = \frac{\dot{m}_{a,tower}(1+\omega)\Delta p_{tower}}{\rho_a \eta_{fan}} \tag{11}$$

در رابطه (11)، Δp_{tower} افت فشار هوا می‌باشد که از رابطه (12) محاسبه می‌شود [9].

$$\Delta p_{tower} = k_{fi}\, L_{fi} \frac{(\dot{m}_a(1+\omega))^2}{2\rho A_{fr}^2} \tag{12}$$

مقدار ضریب k_{fi}، به نوع پکینگ و مشخصات برج بستگی دارد که از رابطه تجربی (13) به‌دست می‌آید [10].

$$k_{fi} = \left[d_1 \left(\frac{\dot{m}_w}{A_{fr}}\right)^{d_2} \left(\frac{\dot{m}_a}{A_{fr}}\right)^{d_3} + d_4 \left(\frac{\dot{m}_w}{A_{fr}}\right)^{d_5} \left(\frac{\dot{m}_a}{A_{fr}}\right)^{d_6} \right] \tag{13}$$

مقادیر ضرایب d_1 تا d_6 به نوع پکینگ بستگی دارد که مقادیر آن‌ها در مرجع [10] ذکر شده است.

2-3- مدل سازی پد تبخیری

در یک خنک کننده تبخیری مستقیم، انتقال جرم و حرارت بین هوا و آب باعث کاهش دمای خشک و افزایش رطوبت هوا می‌شود که در حالت ایده‌آل این فرآیند آنتالپی ثابت است. کمترین دمای قابل دسترس در این نوع خنک کننده، دمای مرطوب هوای ورودی است. در خنک کننده‌های تبخیری، دمای آب در حال گردش پس از مدتی به دمای مرطوب محیط می‌رسد. بنابراین می‌توان فرض نمود که سطح تماس آب با هوا دمایی برابر با دمای مرطوب هوا دارد. برای مدل‌سازی خنک کننده تبخیری مستقیم از مدل راندمان آدیاباتیکی استفاده شده است که در آن فرآیند به‌صورت آدیاباتیک فرض می‌شود. دمای خشک هوای خروجی، با استفاده از رابطه (14) محاسبه می‌شود [11].

$$\frac{T_{db,out} - T_{wb}}{T_{db,in} - T_{wb}} = \exp\left(-\frac{h_c A}{\dot{m}_a c_p}\right) \tag{14}$$

دودی و کاراباش [11] رابطه (15) را برای محاسبه ضریب انتقال حرارت h_c در پدهای تبخیری ارائه کردند.

$$\mathrm{Nu} = 0.1\left(\frac{l_e}{t_{DEC}}\right)^{0.12} \mathrm{Re}^{0.8}\, \mathrm{Pr}^{1/3} \tag{15}$$

در رابطه (15)، $le = \frac{V}{A}$ طول مشخصه، V حجم پد، A سطح کلی انتقال حرارت، t_{DEC} ضخامت پد و اعداد Re,Nu برحسب طول مشخصه محاسبه می‌شوند.

هم‌چنین نسبت رطوبت هوای خروجی از خنک کننده تبخیری از رابطه (16) به دست می‌آید.

$$\frac{\omega_{a,out} - \omega_{sw}}{\omega_{a,in} - \omega_{sw}} = \exp\left(-\frac{h_m A}{\dot{m}_a}\right) \tag{16}$$

در رابطه (16)، مقدار ضریب انتقال جرم h_m، با فرض عدد لوئیس برابر یک، از رابطه (5) محاسبه می‌شود.

میزان آب مصرفی در خنک کننده تبخیری با توجه به رطوبت ورودی و خروجی از رابطه (17) محاسبه می شود.

$$\dot{m}_{evap,DEC} = \dot{m}_{a,DEC}\,(\omega_{out} - \omega_{in}) \tag{17}$$

توان مصرفی فن به منظور غلبه بر افت فشار هوا در پد تبخیری از رابطه (18) محاسبه می شود [9].

$$P_{DEC} = \frac{\dot{m}_{a,DEC}(1+\omega)\Delta p_{DEC}}{\rho_a \eta_{fan}} \tag{18}$$

به منظور محاسبه افت فشار در خنک‌کننده تبخیری از رابطه تجربی (19) استفاده شده است[12].

$$\Delta p_{DEC} = \beta\, t_{DEC}\, U_{a,DEC}^2 \tag{19}$$

در رابطه (19)، t_{DEC} ضخامت پد و $U_{a,DEC}$ سرعت هوای عبوری می باشند و β

1. Film
2. Trickle
3. Splash

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

ضریبی است که به نوع پد بستگی دارد.

3- بهینه سازی سیستم سرمایش ترکیبی

3-1- تابع هدف و متغیرهای بهینه‌سازی

هدف اصلی از بکارگیری سیستم‌های ترکیبی، مصرف انرژی کمتر در مقایسه با سایر روش‌های سرمایش می‌باشد. لذا این سیستم‌ها باید طوری طراحی شوند تا انرژی مصرفی آن‌ها کمینه باشد. در این تحقیق، علاوه بر مصرف انرژی، توجه به میزان آب مصرفی سیستم نیز هدف بوده است. بنابراین برای اعمال همزمان این دو مهم، تابع هدف مطابق روابط (20) و (21)، به‌صورت کمینه کردن هزینه عملکرد سیستم شامل هزینه‌های آب و برق مصرفی در نظر گرفته شده است.

$$\text{تابع هدف} = \min(C_{\text{operation}}) \tag{20}$$

$$C_{\text{operation}} = C_{\text{w}} + C_{\text{e}} \tag{21}$$

هزینه‌های آب و برق مصرفی با استفاده از روابط ارائه شده در بخش مدل-سازی سیستم، به صورت روابط (22) و (23) محاسبه می‌شوند.

$$C_{\text{w}} = (\dot{m}_{\text{evap,tower}} + \dot{m}_{\text{evap,DEC}}) \times t \times \text{قیمت آب} \tag{22}$$

$$C_{\text{e}} = (P_{\text{tower}} + P_{\text{DEC}}) \times t \times \text{قیمت برق} \tag{23}$$

در سیستم سرمایش ترکیبی پارامترهای زیادی وجود دارد که بر عملکرد آن تأثیر می‌گذارند. در مسئله بهینه‌سازی هدف این است تا اثر همزمان این پارامترها بر یکدیگر و با در نظر گرفتن تابع هدف سنجیده شود تا بتوان بهترین مقادیر را برای آن‌ها یافت. در این تحقیق، 6 متغیر بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. در برج خنک کننده، متغیرهای سطح مقطع برج ($A_{\text{fr,tower}}$)، ارتفاع پکینگ ($L_{\text{fi,tower}}$)، دبی جرمی هوای برج ($\dot{m}_{\text{a,tower}}$) و دبی جرمی آب برج - ($\dot{m}_{\text{w,tower}}$) و در پد تبخیری، متغیرهای سرعت هوا ($U_{\text{a,DEC}}$) و ضخامت پد (t_{DEC}) به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده‌اند.

3-2- قیدها و استانداردها

برای محاسبه مقدار بهینه تابع هدف باید محدودیت‌هایی برای بازه قابل قبول متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شود. در این تحقیق تمامی متغیرها به صورت عدد مثبت در نظر گرفته شده‌اند و با توجه به استانداردها، برای برخی از آن‌ها بازه‌ای تعیین شده است که توسط سایر محققان نیز استفاده شده است. با توجه به استاندارد اشری سرعت هوا در پد تبخیری باید در محدوده رابطه (24) باشد [13].

$$1 \le U_{\text{a,DEC}} \le 3 \tag{24}$$

روابط (25) تا (27) محدودیت‌های طراحی برج خنک کننده را با توجه به استاندارد بیان می‌کند [9].

$$0.5 \le \frac{\dot{m}_{\text{w,tower}}}{\dot{m}_{\text{a,tower}}} \le 2.5 \tag{25}$$

$$2.9 \le \frac{\dot{m}_{\text{w,tower}}}{A_{\text{fr,tower}}} \le 5.96 \tag{26}$$

$$1.2 \le \frac{\dot{m}_{\text{a,tower}}}{A_{\text{fr,tower}}} \le 4.25 \tag{27}$$

قید نهایی مربوط به دمای هوای خروجی از سیستم (نقطه3) می‌باشد که مطابق رابطه (28)، با توجه به شرایط آسایش حرارتی توسط طراح انتخاب می‌شود.

$$T_{\text{db,out}} = T_{\text{Design}} \tag{28}$$

3-3- روش بهینه سازی

در این تحقیق با توجه به نوع مسئله از روش الگوریتم ژنتیک استفاده شده که شاخه‌ای از محاسبات تکاملی می‌باشد. یکی از مزایای این روش، توانایی اعمال آن به مسائلی است که دارای متغیرهای بهینه‌سازی زیاد می‌باشد.

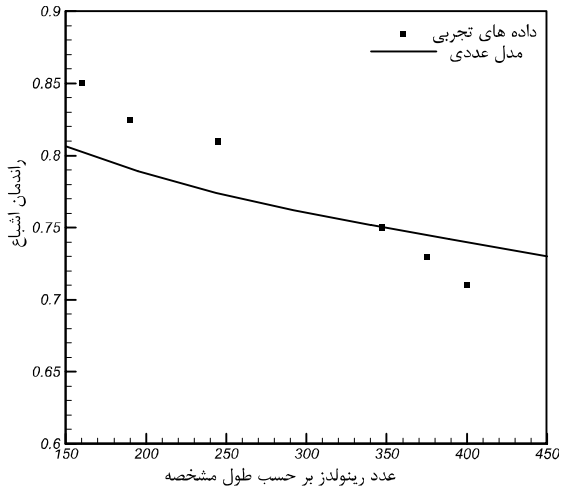
در این الگوریتم ابتدا به اندازه جمعیت، کروموزم‌هایی به صورت تصادفی تولید می‌شود. پس از محاسبه تابع هدف کروموزم‌ها، کروموزم‌های برتر انتخاب می‌شوند. کروموزم‌های انتخاب شده، طبق یک سری اصول، ترکیب و جهش می‌یابند. کروموزم‌های برتر نسل جدید، جایگزین کروموزم‌های ضعیف نسل قبل می‌شوند. نسل جدید اکنون باید فرآیند محاسبه توابع هدف، انتخاب، ترکیب، جهش و جایگزینی را در تکرارهای متوالی طی کنند. با تکرارهای فراوان، کروموزم‌های مختلف مسأله بر یکدیگر غالب می‌شوند تا این که یکی از شروط توقف الگوریتم شامل حداکثر نسل‌های تولید شده و یا حداکثر نسل‌های بدون تغییر ارضا شود.

در کد عددی نوشته شده، شرایط محیطی از جمله دمای خشک و دمای مرطوب و هم چنین دبی جرمی هوای ورودی به سیستم به عنوان ورودی کد تعیین شده و سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار متلب و با حل معادلات ارائه شده برای مدل‌سازی سیستم، مقادیر بهینه پارامترهای طراحی سیستم محاسبه شده‌اند.

4- اعتبارسنجی مدل‌ها

نتایج مدل خنک کننده تبخیری با نتایج آزمایشگاهی کامارگو [14] در شکل 3 مقایسه شده‌اند که در آن تغییرات راندمان اشباع نسبت به عدد رینولدز برحسب طول مشخصه بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد مدل استفاده شده با بیشینه خطای 6/5%، تطابق نسبتاً خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. هم‌چنین نتایج نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، بازده اشباع خنک کننده تبخیری کاهش و دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد. زیرا با افزایش عدد رینولدز با فرض ثابت بودن مشخصات پد، سرعت هوا افزایش می‌یابد و در نتیجه زمان تبادل حرارت بین آب و هوا کاهش می‌یابد.

برای صحت‌سنجی نتایج مدل برج خنک کننده از داده‌های آزمایشگاهی [15] استفاده شده است. مقایسه‌ی دمای آب خروجی محاسبه شده با استفاده از مدل مرکل و نتایج آزمایشگاهی که در جدول 1 آمده است، نشان می‌دهد که خطای مدل استفاده شده کمتر از 5 درصد است.



شکل3 صحت‌سنجی نتایج مدل خنک کننده تبخیری با داده‌های تجربی [14]

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

جدول1 صحت‌سنجی نتایج مدل برج خنک کننده با داده‌های تجربی [15]

$\dot{m}_a$ (kg/s)	$\dot{m}_w$ (kg/s)	$T_{db,in}$ (°C)	$T_{wb,in}$ (°C)	$T_{w,in}$ (°C)	تجربی $T_{w,out}$ (°C)	مرکل $T_{w,out}$ (°C)
2/29	3/35	18/23	15/04	48/75	29/06	30/21
4/50	6/72	18/21	14/81	45/11	28/84	28/07
6/77	10/12	18/45	14/71	40/68	27/66	26/22
9/11	6/68	19/29	14/87	33/55	20/82	20/12
5/62	10/11	19/09	14/67	29/92	24/27	23/65
8/99	12/44	19/72	15/08	26/22	21/50	20/78

5- بررسی مطالعه موردی و نتایج بهینه سازی

در مطالعه موردی، طراحی سیستم ترکیبی برای شهر تهران با دمای خشک 37/9 و دمای مرطوب 21/8 درجه سانتی‌گراد بررسی شده است.

جدول 2 ضرایب مربوط به پکینگ لایه‌ای برج خنک کننده [10,8]

ضریب	c	d
1	1/019	3/90
2	-0/432	0/78
3	0/782	-2/11
4	-2/92	15/32
5	0	0/21
6		0/08

جدول3 مشخصات پد تبخیری استفاده شده [12]

جنس پد تبخیری	طول مشخصه(le) (mm)	ضریب افت فشار(β)
سلولزی	2/5	179/65

جدول4 مقایسه نتایج حالت بهینه و پایه

پارامتر	حالت پایه	بهینه
ضخامت پد تبخیری (m)	0/20	0/33
سرعت هوا در پد تبخیری (m/s)	1	1
دبی جرمی آب برج (kg/s)	2/50	2/95
دبی جرمی هوای برج (kg/s)	2/50	1/22
ارتفاع برج (m)	1/00	2/12
سطح مقطع برج (m^2)	0/7	1/02

جدول5 مقایسه هزینه های عملکرد سیستم در حالت پایه و بهینه

پارامتر		حالت پایه	بهینه
آب مصرفی (lit/h)	برج خنک کننده	243/5	160/4
	پد تبخیری	126/4	162/7
	مجموع	369/9	323/1
برق مصرفی (kwh)	برج خنک کننده	1/15	0/13
	پد تبخیری	0/39	0/63
	مجموع	1/54	0/76
هزینه (Rials/h)	آب	1109	969
	برق	775	380
	مجموع	1884	1349

در طراحی یک سیستم تهویه مطبوع، دبی جرمی و دمای هوای ورودی به محیط تهویه با توجه به شرایط آسایش حرارتی معلوم می‌باشند.

در مطالعه موردی انجام شده، دبی جرمی هوای مورد نیاز برای تهویه، 10 کیلوگرم بر ثانیه و دمای هوای خروجی از سیستم ترکیبی 21 درجه سانتی‌گراد فرض شده است.

5-1- مشخصات سیستم مدل شده

در مدل‌سازی برج خنک کننده از پکینگ لایه‌ای استفاده شده که مشخصات آن در جدول 2 آمده است. ضرایب c مربوط به معادله (9) و ضرایب d مربوط به معادله (13) می‌باشند.

در خنک کننده تبخیری از پد تبخیری سلولزی به دلیل راندمان تبخیر بالا و افت فشار کم استفاده شده که مشخصات آن در جدول 3 آمده است.

برای کویل سرمایشی [16] بازده 0/8 و برای فن‌ها [9]، بازده 0/75 فرض شده است. هم‌چنین در محاسبات هزینه‌های سیستم، قیمت هر متر مکعب آب 3000 ریال [17] و قیمت هر کیلووات ساعت برق 500 ریال [18] در نظر گرفته شده است.

5-2- بررسی سیستم بهینه سازی شده

به‌منظور بررسی سیستم بهینه‌سازی شده، ابتدا سیستم به‌صورت دلخواه و بدون در نظر گرفتن بهینه‌سازی، طراحی شده (حالت پایه) و سپس با اعمال بهینه‌سازی، مقادیر بهینه برای طراحی محاسبه شده و در جدول 4 با حالت پایه مقایسه شده است. هر دو سیستم برای دبی جرمی هوای 10 کیلوگرم بر ثانیه و دمای خروجی 21 درجه سانتی‌گراد طراحی شده‌اند.

در حالت پایه سعی شده تا از فرضیات معمول در طراحی استفاده شود. در طراحی برج خنک کننده، معمولاً نسبت دبی جرمی آب به هوا، واحد در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین در این حالت، سرعت هوای عبوری از پد کمترین مقدار مجاز در نظر گرفته شده است. زیرا همان‌طور که در شکل 3 نشان داده شده، هرچه سرعت هوای عبوری از پد کمتر باشد، راندمان خنک کننده تبخیری افزایش می‌یابد. هم‌چنین از طرفی با کاهش سرعت هوای پد، افت فشار هوا در پد و توان مصرفی فن کاهش می‌یابد.

نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که در حالت بهینه، ضخامت پد تبخیری افزایش یافته است. بنابراین در این حالت، سهم خنک کننده تبخیری در تأمین بار سرمایش افزایش یافته است.

هم چنین همان‌طور که انتظار می‌رفت، در حالت بهینه نیز مانند حالت پایه، سرعت هوای پد کمترین مقدار مجاز بدست آمده‌است. زیرا هر چه سرعت هوا کمتر باشد، راندمان پد تبخیری افزایش و افت فشارهوا کاهش می‌یابد و در نتیجه هزینه برق مصرفی کمتر می‌شود.

از مهم‌ترین نتایج بهینه‌سازی جدول 4 مربوط به مشخصات برج خنک کننده در سیستم ترکیبی این تحقیق می‌باشد. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که در حالت بهینه بر خلاف معمول، نسبت دبی جرمی آب و هوا واحد نیست. در این حالت، دبی جرمی آب برج بسیار بیشتر از دبی جرمی هوای برج به دست آمده‌است و نسبت آن‌ها با توجه به رابطه 24، بیشترین مقدار ممکن با توجه به قید مربوطه می‌باشد.

با مقایسه حالت بهینه و پایه در می‌یابیم که در حالت بهینه، دبی جرمی آب برج خنک‌کننده اندکی افزایش یافته و در مقابل دبی جرمی هوای برج، بسیار کم شده‌است. این نتیجه اهمیت طراحی بهینه برج خنک‌کننده در سیستم ترکیبی را نشان می‌دهد.

هزینه‌های عملکرد سیستم در دو حالت پایه و بهینه در جدول5 مقایسه شده است. این نتایج نشان می‌دهد که در سیستم ترکیبی بهینه، مصرف آب و برق و هزینه های سیستم نسبت به حالت پایه کاهش چشمگیری داشته است. مصرف آب سیستم 12/7% ، برق مصرفی 50/9% و مجموع هزینه‌های سیستم 28/4%

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

کاهش یافته‌است که اهمیت بهینه‌سازی سیستم را به خوبی نشان می‌دهد.

5-3- بررسی اثر قیمت آب بر سیستم بهینه

با توجه به مسئله کمبود آب در برخی مناطق، اهمیت کاهش مصرف آب در این سیستم‌ها بیشتر می‌شود.

جدول 6 بررسی اثر قیمت آب بر مشخصات سیستم بهینه

پارامتر	قیمت آب	
	3000 Rials/m^3	6000 Rials/m^3
ضخامت پد تبخیری (m)	0/33	0/41
سرعت هوا در پد تبخیری (m/s)	1	1
دبی جرمی آب برج (kg/s)	2/95	2/38
دبی جرمی هوای برج (kg/s)	1/22	0/96
ارتفاع برج (m)	2/12	1/90
سطح مقطع برج (m^2)	1/02	0/82

جدول 7 بررسی اثر قیمت برق بر مشخصات سیستم بهینه

پارامتر	قیمت برق	
	500 Rials/kwh	1000 Rials/kwh
ضخامت پد تبخیری (m)	0/33	0/28
سرعت هوا در پد تبخیری (m/s)	1	1
دبی جرمی آب برج (kg/s)	2/95	3/85
دبی جرمی هوای برج (kg/s)	1/22	1/55
ارتفاع برج (m)	2/12	1/64
سطح مقطع برج (m^2)	1/02	1/33

بنابراین در این قسمت به منظور لحاظ کردن اهمیت مصرف آب در طراحی بهینه، قیمت آن بیشتر در نظر گرفته شده‌است و بقیه فرضیات مسئله مانند قبل فرض شده‌اند.

اثر قیمت آب بر مشخصات سیستم بهینه در جدول 6 بررسی شده است. نتایج این جدول نشان می‌دهد که با افزایش قیمت آب، ضخامت پد تبخیری افزایش یافته و سهم آن در تأمین بار سرمایش کل بیشتر شده است. در مقابل ابعاد و دبی جرمی آب و هوای برج خنک‌کننده کاهش یافته است. مقایسه این دو حالت نشان می‌دهد که با افزایش قیمت آب، مصرف آب سیستم 3/3% کاهش و مصرف برق آن 14/5% افزایش یافته‌است.

5-4- بررسی اثر قیمت برق بر مشخصات سیستم بهینه

در این قسمت نیز برای افزایش اهمیت انرژی مصرفی سیستم، قیمت برق در تابع هدف بیشتر فرض شده است و بقیه فرضیات مسئله مانند قبل می‌باشد.

در جدول 7 اثر قیمت برق بر مشخصات سیستم بهینه بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که با افزایش قیمت برق، ضخامت پد تبخیری کمتر شده و در نتیجه بار سرمایش خنک کننده تبخیری کاهش یافته است. در مقابل، سطح مقطع و دبی جرمی آب و هوای برج خنک کننده افزایش و ارتفاع برج کاهش یافته است. مقایسه این دو حالت نشان می‌دهد که با افزایش قیمت برق، مصرف آب سیستم بهینه 3/1% افزایش و مصرف برق آن 10/3% کاهش یافته است.

6- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

مصرف بالای انرژی در بخش سرمایش ساختمان، منجر به ارائه سیستم‌های نوین سرمایش شده است. در این تحقیق، به بررسی سیستم سرمایش ترکیبی متشکل از برج خنک کننده، کویل سرمایشی و خنک کننده تبخیری مستقیم پرداخته شده است. در این سیستم با پیش سرمایش هوا در کویل سرمایشی، امکان خنک کنندگی بیشتر هوا توسط خنک کننده تبخیری فراهم می‌شود.

در این تحقیق، به بهینه‌سازی سیستم مذکور به منظور کمینه کردن مصرف آب و انرژی آن پرداخته شده است. برای بررسی توأم مصرف آب و انرژی سیستم در فرآیند بهینه‌سازی، تابع هدف به صورت کمینه کردن هزینه‌های عملکرد سیستم ناشی از مصرف آب و برق در نظر گرفته شده است. با توجه به نوع مسئله و تعداد متغیرهای بهینه‌سازی، از روش الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی استفاده شده است.

برای نشان دادن اهمیت بهینه‌سازی، یک مطالعه موردی انجام شده است که نشان می‌دهد در طراحی بهینه، هزینه‌های عملکرد سیستم به میزان چشم‌گیری کاهش یافته است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که در حالت بهینه برای این سیستم، دبی جرمی آب برج خنک کننده از دبی جرمی هوای برج بیشتر می‌باشد و هم‌چنین سرعت هوای عبوری از پد تبخیری کمترین مقدار به‌دست آمده است.

با توجه به نتایج بهینه‌سازی توصیه می‌شود در طراحی سیستم ترکیبی مذکور، نسبت دبی جرمی آب به هوا در برج خنک کننده، 2/5 انتخاب شود. هم‌چنین برای سرعت هوای عبوری از پد تبخیری، کمترین مقدار مجاز و برای سطح مقطع برج خنک کننده، بیشترین مقدار ممکن با توجه به قیدهای مربوطه در نظر گرفته شود.

در نهایت برای لحاظ کردن اهمیت بیشتر مصرف آب یا انرژی سیستم در طراحی بهینه، در دو مثال قیمت آب و برق بیشتر فرض شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش قیمت آب به منظور کاهش مصرف آب سیستم، ضخامت پد تبخیری افزایش یافته و در مقابل ابعاد و دبی جرمی آب و هوای برج خنک - کننده کاهش یافته است. به‌عبارتی در این حالت سهم خنک تبخیری مستقیم در تأمین سرمایش کل افزایش یافته است. از طرفی افزایش قیمت برق به‌منظور کاهش مصرف انرژی سیستم سبب می‌شود تا ضخامت پد تبخیری و ارتفاع برج کاهش و سطح مقطع و دبی جرمی آب و هوای برج افزایش یابد.

7- فهرست علائم

a	سطح تماس بین آب وهوا (m^2 / m^3)
A_{fr}	سطح مقطع برج (m^2)
C	هزینه (Rial)
c_p	ظرفیت گرمای ویژه (J/kg.K)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابجایی (W / m^2.k)
h_m	ضریب انتقال جرم (kg / m^3.s)
i	آنتالپی تبخیر (J/kg)
k	ضریب هدایت حرارتی(W / m^2.K)
l_e	طول مشخصه پد (mm)
L_{fi}	ارتفاع پکینگ برج (m)
Le	عدد لوئیس
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
Nu	عدد ناسلت
P	توان (W)
Pr	عدد پرانتل
q	نرخ انتقال حرارت (W)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]

Re	عدد رینولدز
t	زمان (s)
T	دما (°C)
U	سرعت (m/s)
V	حجم (m^3)

علایم یونانی

β	ضریب افت فشار پد تبخیری
η	بازده
ω	نسبت رطوبت (kg/kg)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)

زیرنویس‌ها

a	هوا
db	حباب خشک
DEC	خنک‌کننده تبخیری مستقیم
e	برق
evap	تبخیرشده
L	نهان
Operation	عملکرد
s	محسوس
tower	برج خنک‌کننده
v	بخار
vs	بخاراشباع
w	آب
wb	حباب مرطوب

8- مراجع

[1] Z.Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, A.Hasan,Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* Vol. 16, No. 9, pp. 6823-6850, 2012.

[2] D. Jain, Development and testing of two-stage evaporative cooler, *Building and Environment,* Vol. 42, No. 7, pp. 2549-2554, 2007.

[3] G. Heidarinejad, M. Farmahini Farahani, S. Delfani, Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling, *Building and Environment,* Vol. 45, No. 6, pp. 1521-1528, 2010.

[4] M. Maerefat, A. Haghighi, Natural cooling of stand-alone houses using solar chimney and evaporative cooling cavity, *Renewable Energy,* Vol. 35, No. 9, pp. 2040-2052, 2010.

[5] F. Ascione, L. Bellia, F. Minichiello, Earth-to-air heat exchangers for Italian climates, *Renewable Energy,* Vol. 36, No. 8, pp. 2177-2188, 2011.

[6] P. Finocchiaro, M. Beccali, B. Nocke, Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers, *Solar Energy,* Vol. 86, No. 1, pp. 608-618, 2012.

[7] ASHRAE Handbook, *HVAC Systems and Equipment*. Chapter 39, Cooling Towers, 2008.

[8] J. Kloppers, D. Kröger, Refinement of the transfer characteristic correlation of wet-cooling tower fills, *Heat transfer engineering,* Vol. 26, No. 4, pp. 035-041, 2005.

[9] M. Serna-González, J. M. Ponce-Ortega, A. Jiménez-Gutiérrez, MINLP optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers, *Chemical Engineering Research and Design,* Vol. 88, No. 5, pp. 614-625, 2010.

[10] J. C. Kloppers, D. G. Kröger, Loss coefficient correlation for wet-cooling tower fills, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 23, No. 17, pp. 2201-2211, 2003.

[11] J. Dowdy, N. Karabash, Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media, *ASHRAE Transactions,* Vol. 93, No. 2, pp. 382-95, 1987.

[12] X. Hao, C. Zhu, Y. Lin, H. Wang, G. Zhang, Y. Chen, Optimizing the pad thickness of evaporative air-cooled chiller for maximum energy saving, *Energy and Buildings,* Vol. 61, pp. 146-152, 2013.

[13] ASHRAE Handbook, *HVAC Systems and Equipment*. Chapter 40, Evaporative Air-cooling Equipment, 2008.

[14] J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, J. L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 28, No. 7, pp. 1124-1132, 2005.

[15] P. Grobbelaar, H. Reuter, T. Bertrand, Performance characteristics of a trickle fill in cross-and counter-flow configuration in a wet-cooling tower, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 50, No. 1, pp. 475-484, 2013.

[16] M. F. Farahani, G. Heidarinejad, S. Delfani, A two-stage system of nocturnal radiative and indirect evaporative cooling for conditions in Tehran, *Energy and Buildings,* Vol. 42, No. 11, pp. 2131-2138, 2010.

[17] http://www.tpww.ir. Visited on November 2014.

[18] http://www.tavanir.org.ir. Visited on November 2014.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.4.41.3]