

تحلیل گرمایی - انرژی برج های خنک کننده به منظور ارزیابی کارایی و بهینه سازی آنها برای آب شیرین و آب دریا

مهدی منصوریان، محمدرضا جعفری نصر*⁺، آبتین عطائی

دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران

چکیده: این مطالعه به تحلیل گرمایی - انرژی و بررسی پارامترهای مؤثر بر کارایی برج های خنک کننده با سیال عامل آب شیرین و آب شور پرداخته است. بر اساس تعریف مدل اقتصادی هزینه های ثابت و متغیر، راندمان بهینه یک برج خنک کننده نیز تعیین شده است. این بررسی با مدل سازی یک برج خنک کننده و استفاده از داده های تجربی و ارایه یک کد برنامه نویسی شده در محیط نرم افزار EES انجام پذیرفته است. با توجه به کمبود منابع آب شیرین، استفاده از آب شور دریا گزینه مناسبی به نظر می آید. به همین علت در بررسی کارایی، خروجی های گوناگونی تحت تأثیر شوری های گوناگون با غلظت هایی از دامنه 1 g/kg تا 60 g/kg در نظر گرفته شد و تأثیر تغییرها در غلظت شوری بر روی کارایی و پارامترهای مرتبط با انرژی در کنار استفاده از آب شیرین مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. نتیجه ها نشان می دهد این تأثیر بر روی راندمان هوایی کاهش ۳ درصدی و برای راندمان آبی افزایشی ۱٫۵ درصدی خواهد داشت. همچنین با بررسی تأثیر رسوب بر سامانه می توان نتیجه گرفت که افزایش رسوب باعث کاهش ۱۵ درصدی کارایی برج خنک کننده، افزایش دمای آب خروجی و افزایش حجم مورد نیاز برج می شود.

واژه های کلیدی: برج خنک کننده؛ تحلیل گرمایی؛ تحلیل انرژی؛ بهینه سازی؛ آب دریا؛ آب شیرین.

KEYWORDS: Cooling tower; Thermal analysis; Exergy analysis; Optimization; Seawater; Fresh water.

مقدمه

با توجه به افزایش چشمگیر مصرف انرژی به ویژه در سال های اخیر و با وجود کمبودهایی که در تأمین منابع لازم در این زمینه به چشم می خورد، لزوم تبیین و اجرای راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی بیش از پیش احساس می شود. برج های خنک کننده از تجهیزات مهم هر بخش صنعتی انرژی بر محسوب می شوند و در نتیجه مطالعه بر روی آنها به منظور بررسی چگونگی کارکرد، مصرف انرژی و سرانجام یافتن روشی بهینه برای کارکرد در کمترین مصرف انرژی یکی از روش های مناسب برای کاهش سطح مصرف انرژی است. از سوی دیگر با توجه به کاهش منابع آبی در دنیا و به ویژه در ایران، نیاز به صرفه جویی در منابع آب شیرین بسیار ضروری است و برج های خنک کننده از دستگاه هایی هستند که آب به عنوان عنصر اصلی در آن به کار گرفته می شود. در نتیجه مطالعه بهینه سازی مصرف همزمان آب و انرژی به صورت جدایی ناپذیر ارزش بررسی دقیق تر و تحلیل های لازم را دارد.

Dessouky و همکاران با تعریفی جدید از کارایی برج و تعداد واحدهای منتقل شده، روش جدیدی برای حالت پایای برج خنک کننده تر

با توجه به افزایش چشمگیر مصرف انرژی به ویژه در سال های اخیر و با وجود کمبودهایی که در تأمین منابع لازم در این زمینه به چشم می خورد، لزوم تبیین و اجرای راهکارهای بهینه سازی مصرف انرژی بیش از پیش احساس می شود. برج های خنک کننده از تجهیزات مهم هر بخش صنعتی انرژی بر محسوب می شوند و در نتیجه مطالعه بر روی آنها به منظور بررسی چگونگی کارکرد، مصرف انرژی و سرانجام یافتن روشی بهینه برای کارکرد در کمترین مصرف انرژی یکی از روش های مناسب برای کاهش

*عده دار مکاتبات

+E-mail: nasmmrj@ripi.ir

ریاضی بر پایه اصول انتقال جرم و گرما و معتبر ساختن آن به وسیله تطبیق آن‌ها با داده‌های واقعی نشان دادند که کم‌ترین تخریب اگزرژی در بالای برج رخ می‌دهد [۵].

Ataei و همکاران به تأثیر شرایط محیطی بر روی راندمان گرمایی پرداختند و در مدل رایانه‌ای خود با تغییر شرایط ورودی همچون شرایط هوای محیطی به تأثیر این پارامترها بر روی برج خنک کننده پرداختند. آن‌ها با بررسی اگزرژی مدل خود و تطبیق آن با داده‌های عملی مدل خود را معتبر ساختند [۶].

یک مدل ریاضی دیگر به منظور بررسی اگزرژی برج‌های خنک کننده تر توسط *Xiaoni* و همکاران ارائه شد [۷]. آن‌ها به سرعت بهینه در حدود ۱٫۵ متر بر ثانیه برای هوا دست پیدا کردند که در آن سرعت تخریب اگزرژی کمینه بود. آن‌ها نیز بیش‌ترین تخریب اگزرژی را در پایین برج گزارش کردند. این پژوهشگران همچنین نتیجه‌گیری کردند که با نزدیک شدن قطره‌های آب به زمین سرعت آنها با روند بیش‌تری افزایش پیدا کرده و زمان انتقال گرما از آب به هوا کوتاه خواهد شد و درست در همین منطقه از برج است که تخریب اگزرژی افزایش می‌یابد.

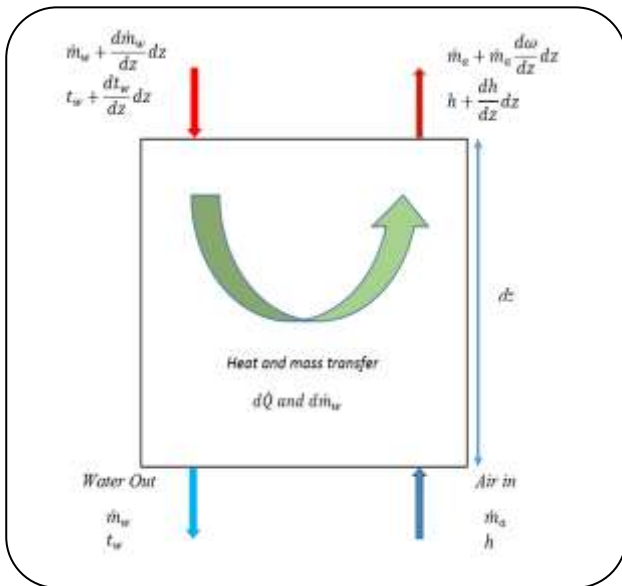
از آنجایی که آب شیرین منبع بسیار ارزشمندی است، در بسیاری از نقطه‌های جهان توسعه تجاری و صنعتی باعث محدود شدن منابع آب شده است. تنها در نقطه‌های محدودی از دنیا، به عنوان نمونه در ساحل شمالی ایالات متحده آمریکا که ۲۰ درصد آب شیرین قابل دسترسی در آنجا قرار دارد پدیده شارژ دوباره دریاچه آب شیرین دیده شده است. توسعه صنعتی به طور معمول در کنار رودخانه‌ها یا دریاچه‌ها نمود بیش‌تری داشته و امروزه آب، امکان کم‌تر و محدودتری برای استفاده در صنایع دارد. این محدودیت‌ها ممکن است صاحبان صنایع را به استفاده از خنک کننده‌های هوایی که محدود شده به دمای هوا است و دارای هزینه‌های اولیه و عملیاتی بیش‌تر هستند، مجبور نماید. اما آب شور دریا جایگزین مناسب برای استفاده از این آب شیرین در برج‌های خنک کننده است. به طور کلی نمک سه تأثیر اصلی بر روی آب می‌گذارد به طوری که اگر همین آب در برج خنک کننده مورد استفاده قرار گیرد بر کارایی برج تأثیر گذار خواهد بود. نمک باعث کاهش فشار بخار، افزایش چگالی و کاهش گرمای ویژه می‌شود. کاهش فشار بخار باعث کاهش نرخ تبخیر شده که بر روی کارایی تأثیر گذار است. با افزایش چگالی آب دریا، گرمای ویژه کاهش بیش‌تری نیز خواهد داشت. آب شور نسبت به آب شیرین گرمای کم‌تری را جذب خواهد کرد. یک برج خنک کننده که با آب شور کار کند

ارایه کردند که در آن عامل مقاومت لایه هوا-آب و واحد بودن عدد لوئیس نیز در نظر گرفته شده بود [۱]. آن‌ها با ارایه این مدل میزان خطای به دست آمده از لحاظ نکردن این دو فرض را نشان دادند. اگرچه این خطا به شدت به نسبت ضریب‌های انتقال گرما و انتقال جرم وابسته است ولی آن‌ها از معادله‌هایی به منظور تقریب زدن ویژگی‌های هوای مرطوب همچون آنتالپی استفاده نمودند.

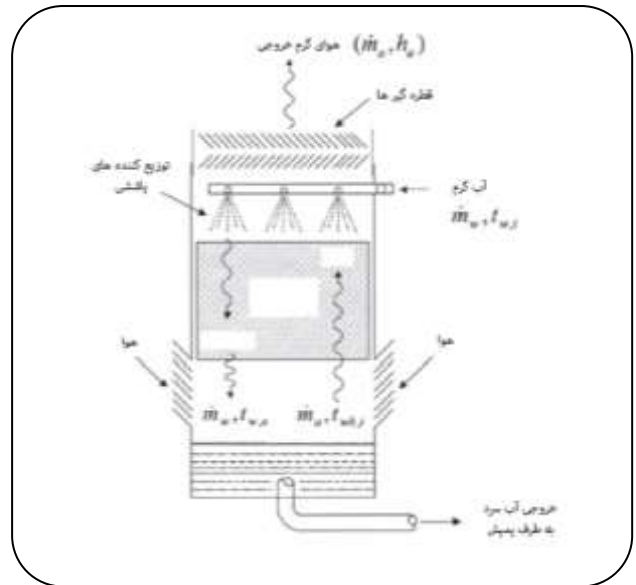
Khan و همکاران یک مدل واقعی تر برای عملکرد حالت پایای یک برج خنک کننده تر با جریان مخالف ارایه دادند که بر اساس آن فرضیه‌هایی همانند تبخیر آب، واحد بودن عدد لوئیس و مقاومت گرمایی در لایه آب و هوا در نظر گرفته شده بود [۲]. آن‌ها نیز با ارایه این مدل میزان خطای به دست آمده از فرضیه‌های پیشین که بدون در نظر گرفتن این سه فرض به وجود می‌آمد را، نشان دادند. در این‌جا لازم به یادآوری است که این خطا به شدت به نسبت ضریب‌های انتقال گرما و انتقال جرم وابسته است. آن‌ها همچنین ویژگی‌های کارایی یک برج خنک کننده جریان مخالف را با جزییات بررسی و کارایی گرمایی آن را در دماهای متفاوت برای آب و هوا بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که ۶۲ درصد از انتقال گرما در پایین برج و ۹۰ درصد در بالای برج و به علت تبخیر آب است.

Kröger و *Kloppers* با بررسی دقیق معادله‌های انتقال جرم مرتبط با تبخیر در یک برج خنک کننده تر روش ε -NTU را ارایه کردند [۳]. آنها با توسعه دادن معادله‌ها روش *Poppe* یک شاخص مناسب تر از عدد *Merkel* یا عدد مشخصه برج خنک کننده را معرفی نمودند. همچنین با استفاده از نمودارهای سایکومتريک به تعریف‌های متفاوتی در تحلیل‌های انتقال جرم و گرما دست یافتند؛ همچنین خلاصه‌ای از ارزیابی کارایی برج‌های خنک کننده با سه روش بالا به صورت مقایسه‌ای توسط این پژوهشگران ارایه شد. در مطالعه‌ای دیگر، آن‌ها تأثیر پارامتر لوئیس بر روی پیش بینی کارایی برج خنک کننده با مکش مکانیکی و مکش طبیعی بررسی کردند. در این پژوهش آن‌ها به تاریخچه و روند توسعه پارامتر لوئیس و کاربرد آن در برج‌های خنک کننده تر و ارزیابی انتقال جرم و گرما پرداختند. همچنین آنها به رابطه بین پارامتر لوئیس و عدد لوئیس و تأثیر آن بر روی کارایی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که دماهای بالا برای هوا تأثیر پارامتر لوئیس را بر روی کارایی برج از بین می‌رود [۴].

Munangoi و همکاران از تحلیل اگزرژی برای بررسی کارایی برج خنک کننده تر استفاده کردند. آن‌ها با توسعه یک مدل



شکل ۲- شمایی از حجم کنترل در یک برج خنک کننده تر.



شکل ۱- شمایی از یک برج خنک کننده تر.

گذاشته شده و کنترل روابط دیفرانسیلی برای مدل سازی آن در ادامه آمده است.

به منظور ساده سازی و همچنین به برای مشخص شدن چگونگی مدل سازی ریاضی برج خنک کننده فرضیه های مشخص زیر برای ارایه آن مفروض است [۹]:

- ۱- انتقال جرم و گرما از دیواره های برج قابل چشم پوشی است (برج خنک کننده عایق است).
 - ۲- میزان آب هدر رفته به صورت قطره از خروجی هوا قابل چشم پوشی است.
 - ۳- ضریب انتقال جرم به صورت ثابت فرض شده است.
 - ۴- پارامتر لوئیس برابر یک در نظر گرفته نشده است.
 - ۵- از آب هدر رفته از تبخیر چشم پوشی نشده است.
 - ۶- در هر مقطعی از برج دما یکنواخت است.
 - ۷- در هر مقطعی از برج مساحت یکسان است.
 - ۸- فشار در همه جای برج برابر فشار اتمسفر است.
 - ۹- هوا در همه برج اشباع نشده است مگر این که خلاف آن گفته شود.
 - ۱۰- فرایند به صورت حالت پایا در نظر گرفته می شود.
- بر اساس فرضیه های بالا رابطه های ریاضی در ادامه آمده است [۱۰].

موازنه جرمی آب در یک برج خنک کننده تر

موازنه جرمی یک برج خنک کننده را می توان به صورت زیر نشان داد:

باید دارای نرخ جریان آب بیش تر یا دارای بازه دمایی بزرگ تری نسبت به یک برج معمولی باشد تا بتواند بار گرمایی لازم را تأمین نماید [۸].

Sharqawy و همکاران، کارایی گرمایی برج های خنک کننده ای که با آب شور کار می کردند را، مورد بررسی قرار دادند [۹، ۱۰]. مطالعه آنها بر اساس مدلی که انتقال همزمان جرم و گرما در آن انجام می پذیرفت. مواردی همچون ته نشینی نمک، بسته شدن پرکن، خوردگی و تأثیرهای خروجی زیر آب بر روی محیط زیست از مشکل های عمده این برج ها است. از سوی دیگر وجود نمک در آب باعث تغییرهایی در ویژگی های فیزیکی آب می شود. این تغییرها شامل تغییر در فشار بخار، چگالی، گرمای ویژه، گرانی، رسانش گرمایی و کشش سطحی بوده که هر کدام از آنها بر روی ویژگی های گوناگون برج خنک کننده تأثیر به سزایی دارند. در این مقاله به بررسی این تأثیرها بر روی راندمان و کارایی برج هایی که به جای آب شیرین از آب شور با میزان شوری متفاوتی استفاده می نمایند، پرداخته می شود. این بررسی با مدل سازی برج در محیط نرم افزاری و سپس با مقایسه نتیجه های آن با اطلاعات تجربی موجود دنبال شده است.

مدل سازی ریاضی برج خنک کننده

در شکل ۱ شمایی متداول از یک برج خنک کننده تر و در شکل ۲ نیز یک حجم کنترل دیفرانسیلی از این برج به نمایش

موازنه انرژی بر روی حجم کنترل

همانند با موازنه جرم، انرژی های وارد شده و خارج شده برای حجم کنترل را می توان به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{m}_a h + \left(\dot{m}_w + \frac{d\dot{m}_w}{dz} dz \right) \left(h_w + \frac{dh_w}{dz} dz \right) = \quad (10)$$

$$\dot{m}_w h_w + \dot{m}_a \left(h + \frac{dh}{dz} dz \right)$$

با ساده سازی عبارت بالا خواهیم داشت:

$$\dot{m}_w dh_w + \dot{m}_a d\omega h_w = \dot{m}_a dh \quad (11)$$

$$d\omega = \frac{1}{h_w} \left[dh - \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} dh_w \right] \quad (12)$$

بدین ترتیب می توان موازنه انرژی را با ضریب های انتقال گرما و جرم (به ترتیب h_D و h_c) نیز تعیین نمود. همان گونه که پیش تر هم اشاره شد، انتقال گرما از قطره های آب به صورت ترکیب همرفت و تبخیر است که به صورت زیر بیان می شود:

$$\dot{m}_w dh_w + \dot{m}_a h_w = h_c A_V dV (t_w - t) + \quad (13)$$

$$h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w}$$

با ساده سازی معادله ی ۱۳ معادله زیر به دست می آید:

$$\dot{m}_w dh_w = h_c A_V dV (t_w - t) + \quad (14)$$

$$h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w}$$

در معادله ی (۱۴) عامل $(t_w - t)$ نمایانگر پتانسیل همرفت و عبارت $(\omega_{s,w} - \omega)$ پتانسیل تبخیر در برج خنک کننده هستند. عامل لوئیس Le_f نرخ انتقال گرما و جرم را در برج خنک کننده به هم مربوط می کند.

$$Le_f = \frac{h_c}{c_{p,a} h_D} \quad (15)$$

عدد لوئیس نیز به صورت نسبت ضریب نفوذ گرمایی یا α به پخشندگی جرمی یا D تعریف می شود:

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k_\alpha}{\rho_a c_{p,a} D} \quad (16)$$

بین عدد لوئیس و عامل لوئیس معادله ی زیر برقرار است [۳]:

برای موازنه جرمی، باید جرم های ورودی به حجم کنترل با جرم های خروجی از آن برابر باشند، پس:

$$\dot{m}_w + \frac{d\dot{m}_w}{dz} dz + \dot{m}_a = \dot{m}_a + \dot{m}_a \frac{d\omega}{dz} dz + \dot{m}_w \quad (1)$$

که با ساده کردن عبارت بالا داریم:

$$d\dot{m}_w = \dot{m}_a d\omega \quad (2)$$

برای شدت جریان بخار نیز معادله زیر موجود است:

$$d\dot{m}_w = h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) \quad (3)$$

پس از ترکیب معادله های (۲) و (۳) خواهیم داشت:

$$\dot{m}_a d\omega = h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) \quad (4)$$

موازنه جرمی نمک

در برج های خنک کننده ای که از آب شور دریا به جای آب شیرین استفاده می کنند روابط زیر برقرار است: شوری آب دریا به صورت زیر تعریف می شود:

$$S = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_s + \dot{m}_w} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{sw}} \quad (5)$$

و یا به عبارتی:

$$\dot{m}_s = \frac{S}{1-S} \dot{m}_w \quad (6)$$

فرم دیفرانسیلی عبارت بالا به صورت زیر نوشته می شود:

$$d\dot{m}_s = \frac{S}{1-S} d\dot{m}_w + \frac{dS}{(1-S)^2} \dot{m}_w \quad (7)$$

به علت این که جرم نمک از بالا تا پایین برج تغییری نخواهد کرد، بنابراین میزان تغییرها را که $d\dot{m}_s$ است را می توان برابر صفر در نظر گرفت:

$$0 = \frac{S}{1-S} d\dot{m}_w + \frac{dS}{(1-S)^2} \dot{m}_w \quad (8)$$

با حل معادله بالا و جایگذاری $d\dot{m}_w$ معادله زیر به دست می آید:

$$\frac{dS}{d\omega} = -S \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{sw}} \quad (9)$$

از سویی به نسبت انتقال گرما از آب به بیشینه انتقال گرما وقتی که دمای آب خروجی برابر دمای حباب تر هوای ورودی باشد راندمان آبی می گویند و به صورت زیر تعریف می شود.

$$\varepsilon_{\text{water}} = \frac{\dot{m}_{w,\text{in}} h_{w,\text{in}} - \dot{m}_{w,\text{out}} h_{w,\text{out}}}{\dot{m}_{w,\text{in}} h_{w,\text{in}} - \dot{m}_{w,\text{out}} h_{w,\text{ideal}}} \quad (26)$$

عدد مرکب یک ضریب بی بعد است و به صورت زیر به دست می آید:

$$Me = \frac{h_D A_V V}{\dot{m}_{w,\text{in}}} \quad (27)$$

عدد درست معادله‌ی بالا با روش تکرار توسط کد برنامه نویسی و با استفاده از اعداد موجود از یک نمونه تجربی به دست می آید و سایر خروجی‌های مرتبط با عدد مرکب با نتیجه‌های خروجی واقعی مقایسه خواهند شد.

نرخ تولید اگزرژی هوای مرطوب توسط انتقال گرمای همرفت به صورت زیر:

$$\dot{X}_{\text{air,conv}} = \dot{m}_a (c_{p,a} + \omega_{p,y}) T_o \left(\frac{T}{T_o} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_o} \right) \quad (28)$$

و نرخ تولید اگزرژی هوای مرطوب توسط انتقال گرما توسط تبخیر در معادله‌ی زیر آمده است:

$$\dot{X}_{\text{air,evap}} = \quad (29)$$

$$\dot{m}_a R_a T_o \left[(1 + 1.6 \cdot \lambda \omega) \ln \left(\frac{1 + 1.6 \cdot \lambda \omega_o}{1 + 1.6 \cdot \lambda \omega} \right) + 1.6 \cdot \lambda \omega \left(\frac{\omega}{\omega_o} \right) \right]$$

مجموع تولید جریان اگزرژی هوای مرطوب:

$$\dot{X}_{\text{air,total}} = \dot{X}_{\text{air,conv}} + \dot{X}_{\text{air,evap}} \quad (30)$$

نرخ تولید جریان اگزرژی:

$$\dot{X}_W = \dot{m}_W (h_W - h_{W,o} - R_v T_o \ln(\theta_o)) - (T_o (S_w - \dot{m}_w s_{w,o})) \quad (31)$$

تلفات اگزرژی در برج خنک کننده:

$$\dot{X}_D = (\dot{X}_{W,\text{in}} - \dot{X}_{W,\text{out}}) + (\dot{X}_{\text{air,in}} - \dot{X}_{\text{air,out}}) \quad (32)$$

یا

$$\dot{X}_D = (\dot{X}_{W,\text{r}} - \dot{X}_{W,\text{l}}) + (\dot{X}_{\text{air,l}} - \dot{X}_{\text{air,r}}) \quad (33)$$

$$Le_f = Le^{v/r} \frac{\left(\frac{\omega_{s,w} + d_r}{\omega + d_r} \right)^{-1}}{\ln \left(\frac{\omega_{s,w} + d_r}{\omega + d_r} \right)} \quad (17)$$

با جایگذاری عامل لوئیس در معادله (۱۴) خواهیم داشت:

$$\dot{m}_w dh_{f,w} = Le_f c_{p,a} h_D A_V dV (t_w - t) + h_D A_V dV (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} \quad (18)$$

تعداد واحدهای منتقل شده گرمایی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$NTU = \frac{h_D A_V V}{\dot{m}_a} \quad (19)$$

نسبت جرمی آب به هوا نیز از معده زیر به دست می آید:

$$MR = \frac{\dot{m}_{w,\text{in}}}{\dot{m}_a} \quad (20)$$

انتقال گرمای همرفتی داخل برج خنک کننده به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_c A_V V (t_w - t) \quad (21)$$

انتقال گرما از روش تبخیر نیز به صورت زیر نشان داده می شود:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_D A_V V (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} \quad (22)$$

با در نظر گرفتن دامنه دمایی:

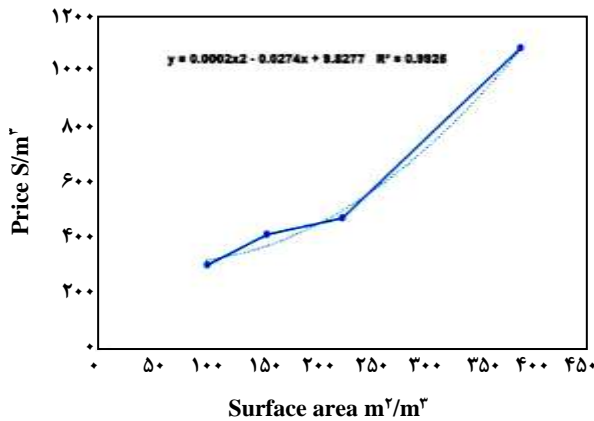
$$(t_{w,\text{in}} - t_{w,\text{out}}) \quad (23)$$

و نزدیکی دمایی:

$$(t_{w,\text{out}} - t_{wb,\text{in}}) \quad (24)$$

نسبت انتقال گرما به هوا به بیشینه انتقال گرما وقتی که هوای خروجی در دمای آب ورودی اشباع باشد، راندمان هوایی نامیده می شود. این راندمان به صورت زیر بیان می شود:

$$\varepsilon_{\text{air}} = \frac{h_{\text{air,out}} - h_{\text{air,in}}}{h_{s,w,\text{out}} - h_{\text{air,in}}} \quad (25)$$



شکل ۳- خط روند افزایش قیمت بر کن نسبت به افزایش سطح تر شونده.

بار گرمایی یا Heat Load مورد اشاره در معادله‌ی (۳۸) باید بر حسب واحد BTU/h وارد معادله شود. برای تبدیل هزینه سرمایه گذاری ثابت به هزینه سالانه باید از نرخ استهلاک با معادله‌ی زیر استفاده کرد:

$$Z = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (40)$$

که در معادله‌ی بالا n تعداد سال ها، i نرخ تورم است. سرانجام هزینه سالانه برای سرمایه گذاری اولیه برابر معادله‌ی زیر است:

$$C_{\text{year}} = CCT \times Z \quad (41)$$

در مطالعه‌های صورت گرفته بر روی برج‌های خنک کننده تا نگارش این مقاله بهینه سازی با در نظر گرفتن تأثیر شوری آب (استفاده از آب دریا)، نوع پرکن و ملاحظات اقتصادی به صورت همزمان انجام پذیرفته است، از این رو این امر با استفاده از کد نوشته شده در نرم افزار EES^(۱) و برآورد هزینه های سامانه و تنظیم قیودی که در سامانه برج خنک کننده مهم هستند انجام گرفته است. این قیود عبارتند از: بار گرمایی که باید از سامانه خارج شود و یا دمای آب خروجی به برج خنک کننده و با تغییر پارامترهایی همچون:

- شدت جریان آب ورودی به سامانه
- شدت جریان هوای ورودی به سامانه
- تغییر جنس پرکن ها
- تغییر شوری آب

راندمان قانون دوم در واقع اندازه گیری بازگشت ناپذیری ها در یک فرایند است، این راندمان برای برج خنک کننده به صورت زیر آمده است:

$$\eta_{II} = 1 - \dot{X}_D / (\dot{X}_{W,in} - \dot{X}_{air,in}) \quad (34)$$

مدل اقتصادی

از آنجا که پارامترهای مرتبط با بهینه سازی در این پژوهش محدود به تغییر شدت جریان آب، هوا و در نتیجه کاهش هزینه‌های مرتبط با آنها همانند هزینه الکتریسیته انرژی فن‌ها و پمپ‌های الکتریکی است، بیشتر تمرکز در این مطالعه بر روی همین پارامترها است. اگرچه برای بهبود کارایی می توان از پرکن های بهینه با سطح تر شوندگی بیش تر و همچنین قیمت‌های بالاتر استفاده نمود ولی با بررسی چندین پرکن موجود در بازار، از یک مدل ریاضی که سطح تر شوندگی به ازای حجم آن را با قیمت مرتبط نموده، (شکل ۳ [۱۱]) استفاده شده است. برای توان فن های الکتریکی مورد نیاز معادله‌ی زیر موجود است [۱۲]:

$$P_f = 0.0548 \times \frac{m_a}{\rho_a} \times 3600 \quad (35)$$

برای تخمین میزان آب بخار شده داریم [۱۳]:

$$W_{\text{evap}} = 0.0153 \times \text{range} \times m_w \times 3600 \quad (36)$$

هزینه تعمیرات سالانه برابر ۲ درصد هزینه اولیه ساخت در نظر گرفته می‌شود.

$$P_p = \rho_w \times g \times h_{\text{pump}} \times P_{\text{eff}} \quad (37)$$

برای تخمین هزینه ثابت سرمایه گذاری نیز از معادله‌ی زیر استفاده می‌شود [۱۴]:

البته این قیمت برای سال ۱۹۷۲ میلادی محاسبه شده و با توجه به تورم این سالها هزینه به دست آمده در ۵/۷۱ ضرب شده تا قیمت به دلار روز تبدیل شود.

$$CCT = \frac{\text{Heat Load}}{Y \times (\text{App}) - 586 + (39.2) \times (\text{Ran})} \quad (38)$$

$$Y = \frac{279}{0.335 + (\text{App})^{1.43} + 1} \quad (39)$$

(۱) Engineering Equation Solver

جدول ۱- داده‌های تجربی [۱۵].

نمونه ۴	نمونه ۳	نمونه ۲	نمونه ۱	پارامترها
۱,۱۸۷	۱,۱۸۷	۱,۲۶۵	۱,۲۵	نرخ جرمی هوای ورودی (kg/s)
۱,۲۵۹	۱,۲۵۹	۱,۰۰۸	۱,۰۰۸	نرخ جرمی آب ورودی (kg/s)
۲۱,۱۱	۲۱,۱۱	۲۶,۶۷	۲۶,۶۷	دمای حباب تر ورودی (°C)
۲۹	۳۰,۵	۳۵	۳۵	دمای حباب خشک ورودی (°C)
۲۸,۷۲	۳۴,۵	۳۸,۷۸	۳۸,۷۸	دمای آب ورودی (°C)
۲۴,۲۲	۲۶,۲۲	۲۹,۳۳	۲۹,۲۳	دمای آب خروجی (°C)

با توجه به میزان خطای دیده شده در جدول ۲ می‌توان گفت در مقایسه مقادارهای تجربی و محاسباتی انطباق قابل پذیرشی دیده می‌شود و می‌توان گفت کد رایانه ای در مطالعه حاضر برای مدل سازی شرایط و پارامترهای برج خنک کننده قابل استناد است. به جز مقایسه موجود در جدول ۲، اقدام به مقایسه ارتفاع بهینه برج با نتیجه‌های مقاله‌ای از Kotb [۱۶] انجام پذیرفته که در جدول ۳ آمده است.

با توجه به جدول ۳ دیده می‌شود که اختلاف زیادی در تخمین ارتفاع بهینه برج وجود دارد، به طوری که در آزمایش نمونه ۱ این اختلاف در حدود ۱۱,۷ درصد است ولی در بقیه موردها اختلاف بیش تری دیده می‌شود. نکته مهمی که وجود دارد تفاوت اندک بین ورودی های نمونه ۱ و ۲ است، در واقع پارامترهای مؤثر در تغییرهای دماهای محاسبه شده توسط کد برنامه نویسی در نمونه اول و دوم به هم نزدیک هستند در نتیجه موردهای محاسبه شده برای نمونه ۱ و ۲ همچون دماهای خروجی یا ارتفاع برج نیز نباید تفاوت زیادی داشته باشند و مطالعه حاضر هم تفاوت اندکی را نشان می‌دهد در حالیکه مطالعه Kotb اختلاف ناگهانی و چشمگیری را نشان می‌دهد که منطقی به نظر نمی‌رسد.

نتیجه‌ها و تحلیل

در این قسمت به بررسی پارامترهای مؤثر بر کارایی پرداخته می‌شود. با توجه به استفاده از کتابخانه نرم افزاری در نرم افزار EES، می‌توان تأثیر شوری‌های گوناگون آب را در نتیجه‌ها دیدن نمود. به همین دلیل در کنار بررسی تمامی پارامترها، تأثیر شوری‌های گوناگون آب در خروجی مطالعه شده است.

با توجه به قیمت های متناسب با قیدها و پارامترهای قابل تغییر اقدام به کمینه کردن قیمت برای قیدهای مطرح شده گردید. بهینه‌سازی در نرم افزار اشاره شده با استفاده از تعیین دو قید یا بیش تر و سپس کمینه یا بیشینه کردن یک پارامتر انجام شده است. نرم افزار مورد استفاده دو برتری مهم نسبت به سایر نرم افزار های حل معادله دارد، اول اینکه EES به طور خودکار معادله‌هایی که باید همزمان حل شوند را شناسایی و دسته بندی می‌کند. دوم این که EES یک سری تابع‌ها برای محاسبه ویژگی‌های ترموفیزیکی مواد در اختیار کاربر می‌گذارد. همچنین این نرم افزار قابلیت بهینه سازی با روش های گوناگون همچون روش مزدوج گرادیان^(۱)، روش نلدر-مید^(۲) و الگوریتم ژنتیک^(۳) را دارا است. در این مطالعه بهینه سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام شده است. تعداد افراد ۳۲ (در بازه‌ی قابل انتخاب ۱۶ تا ۲۵۶)، تعداد نسل ها ۶۴ (در بازه‌ی قابل انتخاب ۱۶ تا ۲۰۴۸) و نرخ جهش ۰,۲۶۲۵ (در بازه‌ی قابل انتخاب ۰,۸۷۵ تا ۰,۷) انتخاب شده است.

اعتبار سنجی نتیجه‌ها

به منظور اعتبار سنجی کد رایانه ای مدل سازی برج خنک کننده، اقدام به استفاده از داده های تجربی و مقایسه پارامترهای خروجی با داده‌های تجربی در این کد رایانه ای شد، خلاصه‌های از داده‌های تجربی مذکور در جدول ۱ نشان داده شده است. در جدول ۲ به منظور نمایش میزان خطای محاسبه‌هایی کد رایانه ای نوشته شده، مقدار تجربی و محاسباتی دمای حباب خشک و تر با هم مقایسه شده است.

(۱) Conjugate Direction Method

(۳) Genetic Algorithm

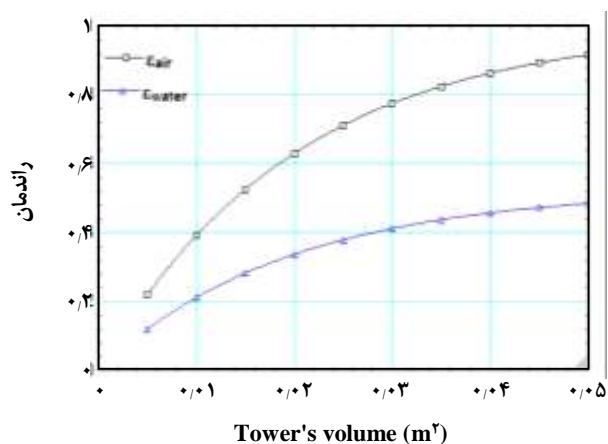
(۲) Nelder-Mead Method

جدول ۲- مقایسه عددی دمای محاسبه شده با داده های تجربی.

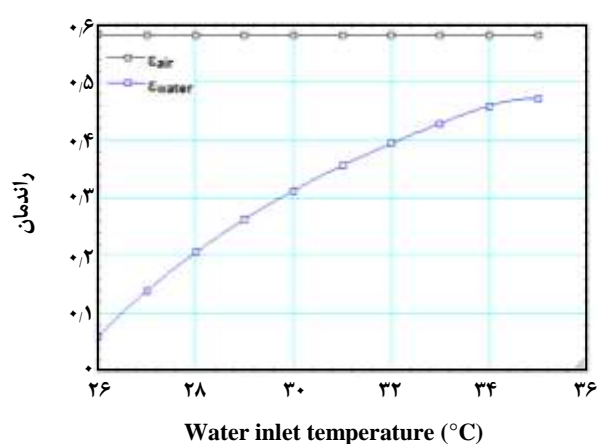
پارامترها	نمونه ۱	نمونه ۲	نمونه ۳	نمونه ۴
دمای حباب تر خروجی (°C)	۳۲٫۸۹	۳۲٫۸۹	۲۹٫۹۴	۲۶٫۱۷
دمای حباب تر خروجی (°C) (محاسبه شده)	۳۳٫۲۱	۳۳٫۱	۳۰٫۰۵	۲۶٫۳۴
میزان خطای محاسباتی برای حباب تر (%)	۰٫۹۷	۰٫۶۳	۰٫۳۷	۰٫۶۴
دمای حباب خشک خروجی (°C)	۳۳٫۲۷	۳۳٫۲۷	۳۰٫۲۷	۲۶٫۶۷
دمای حباب خشک خروجی (°C) (محاسبه شده)	۳۷٫۲۴	۳۷٫۲۲	۳۳٫۲۹	۲۹٫۰۵
میزان خطای محاسباتی برای حباب خشک (%)	۱۱٫۹	۱۰٫۶	۹٫۱	۸٫۹

جدول ۳- مقایسه ارتفاع بهینه شده برج با داده های تجربی.

پارامترها	نمونه 1	نمونه 2	نمونه 3	نمونه 4
ارتفاع بهینه شده برج (m) (محاسبه شده)	۰٫۲۵	۰٫۲۴۵۳	۰٫۳۴۲	۰٫۳۹
ارتفاع بهینه شده برج (m) [۱۶]	۰٫۲۸۳	۰٫۶۰۲	۰٫۶۵۶	۰٫۶۸۶
تفاوت (%)	۱۱٫۷	۵۹٫۲	۴۸	۴۳



شکل ۵- تأثیر حجم برج بر روی راندمان هوایی.



شکل ۴- تأثیر دمای ورودی آب بر راندمان.

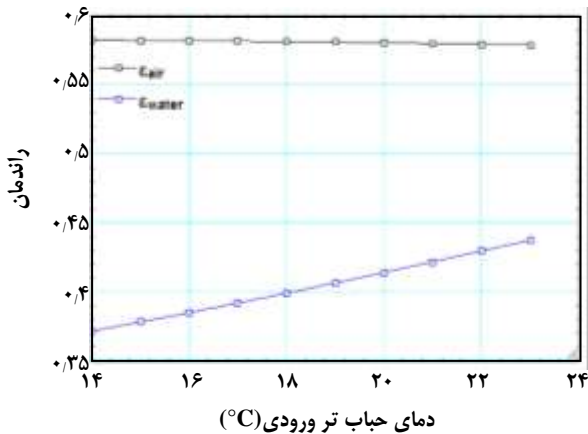
- راندمان هوایی
- راندمان آبی

بررسی پارامترها بر روی راندمان هوایی و آبی

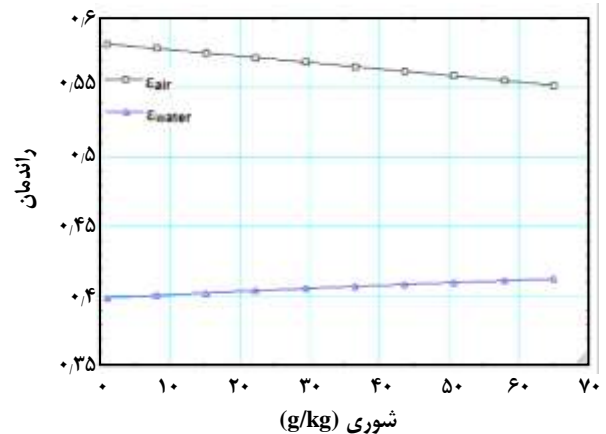
همان گونه که در شکل ۴ دیده می شود، با افزایش دمای ورودی آب از ۲۶ تا ۳۵ درجه سلسیوس راندمان هوایی به مقدار کمی کاهش و راندمان آبی به میزان زیادی افزایش می یابد. بر اساس نمودار شکل ۵ به روشنی تاثیرهای اندازه حجم برج بر روی راندمان هوایی و آبی مشخص شده است، به طوری که

دراساس روش های سنجش کارایی یک برج خنک کننده و عامل هایی که در تحلیل گرمایی یک برج خنک کننده در نظر گرفته می شود شامل موارد زیر است:

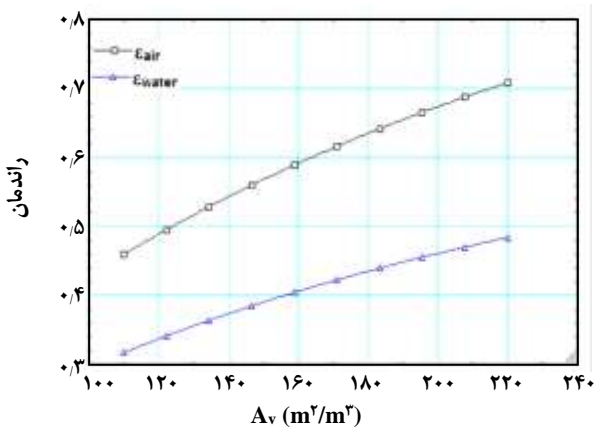
- محاسبه آنتالپی در شرایط ورودی و خروجی برج برای سیالها
- جریان انرژری
- هدر رفت انرژری
- عدد مرکل



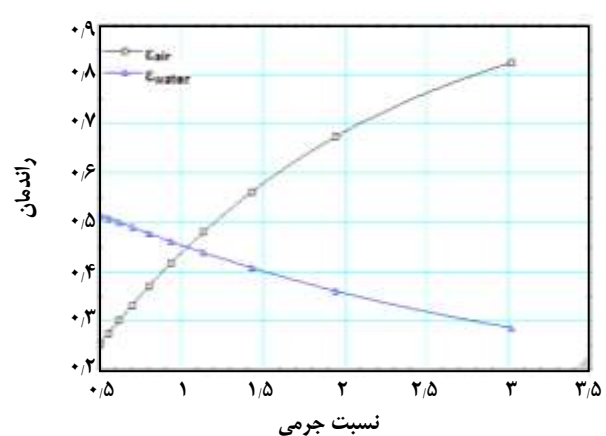
شکل ۸- تأثیر افزایش دمای حباب تر بر روی راندمان.



شکل ۶- تأثیر شوری آب بر روی راندمان.



شکل ۹- تأثیر افزایش مساحت حجم واحد بر کن بر روی راندمان.



شکل ۷- تأثیر نسبت جرمی بر روی راندمان.

- دمای آب ورودی 33°C
- نسبت جرمی ۱،۵

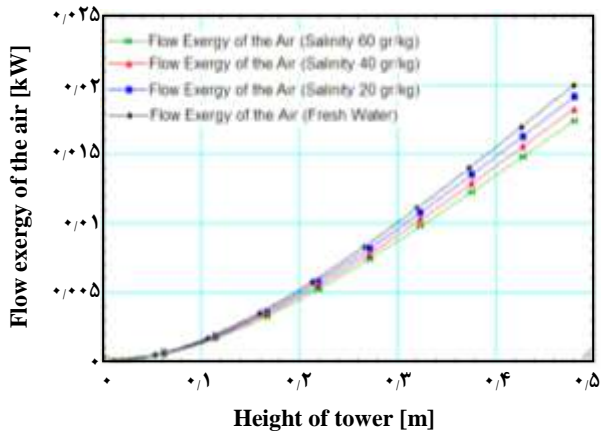
با توجه به نمودار رسم شده در شکل ۷ با افزایش شدت جریان هوای ورودی و در نتیجه نسبت های جرمی بالاتر، دیده می شود که راندمان هوایی افزایش و راندمان آبی کاهش می یابد. بر اساس شکل ۸ می توان گفت که افزایش دمای حباب تر ورودی تأثیر زیادی بر روی راندمان هوایی نداشته و باعث کاهش جزئی آن خواهد شد. همین تأثیر اندک بر روی راندمان آبی البته به صورت افزایش آن قابل دیدن است.

همان گونه که در شکل ۹ دیده می شود، با افزایش نسبت سطح به واحد حجم پر کن، ضریب انتقال جرم افزایش و در نتیجه راندمان هوایی و آبی نیز افزایش پیدا کرده اند. این افزایش اگرچه به قیمت افزایش هزینه های نصب می انجامد ولی به علت وجود تقابل

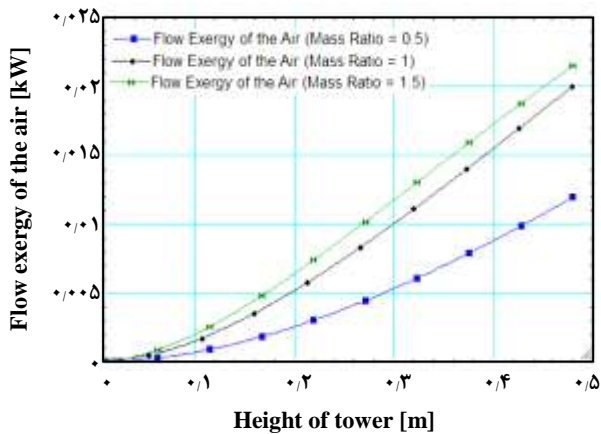
با افزایش حجم برج تا ۱۰ برابر، راندمان هوایی به شدت افزایش پیدا می کند که البته این امر با افزایش هزینه تمام شده نیز همراه خواهد بود. همچنین با افزایش حجم برج، همانند آنچه برای راندمان هوایی مشاهده شد- راندمان آبی افزایش زیادی خواهد داشت. از روی شکل ۶ می توان دریافت که با توجه به تأثیرهای شوری بر افزایش فشار بخار، با افزایش شوری آب از آب شیرین به میزان حدوداً دو برابر شوری آب خلیج فارس، راندمان هوایی کاهش پیدا می کند. البته تأثیر اندک شوری آب بر افزایش راندمان آبی نیز قابل بیان است.

لازم به ذکر است بررسی شوری آب بر روی راندمان هوایی و آبی در شرایط زیر بررسی شده اند:

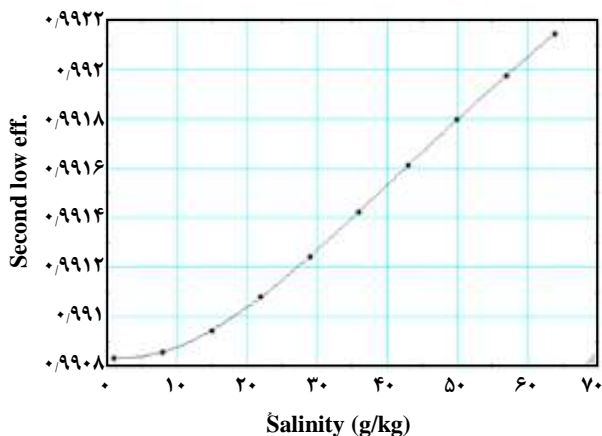
- دمای حباب خشک 24°C
- دمای حباب تر 18°C



شکل ۱۰- تأثیر شوری آب بر جریان آگزرژی هوا.



شکل ۱۱- تأثیر نسبت جرمی بر روی جریان آگزرژی هوا.



شکل ۱۲- تأثیر شوری آب بر راندمان قانون دوم.

در افزایش راندمان و هزینه، فضای مناسبی برای یافتن نقطه بهینه کارکرد در برج است.

در شکل ۱۰ میزان شوری‌های گوناگون آب و تأثیر آن بر روی جریان آگزرژی نشان داده شده است. همان‌گونه که دیده می‌شود با افزایش شوری آب جریان آگزرژی هوا کاهش می‌یابد. می‌توان نتیجه گرفت که آب شور قابلیت انتقال انرژی کمتری نسبت به هوا را نسبت به آب شیرین دارا است. در اینجا شایان توجه است که در این مقایسه شرایط شبیه‌سازی همانند شرایط آب شیرین در نظر گرفته شده است و فقط میزان شوری آن تغییر نموده است.

در شکل ۱۱ تأثیر نسبت جرمی بر روی جریان آگزرژی هوا بررسی شده است. به‌طوریکه دیده می‌شود با افزایش نسبت جرمی جریان آگزرژی هوا نیز افزایش پیدا می‌کند. قابل بیان است شرایط شبیه‌سازی همانند شرایط عادی برای آب شیرین بوده و فقط نسبت جرمی آن تغییر نموده است.

در شکل ۱۲ تأثیر شوری آب بر روی راندمان قانون دوم دیده می‌شود. به‌طوریکه دیده می‌شود با افزایش میزان شوری آب این راندمان هرچند به میزان بسیار اندک افزایش می‌یابد.

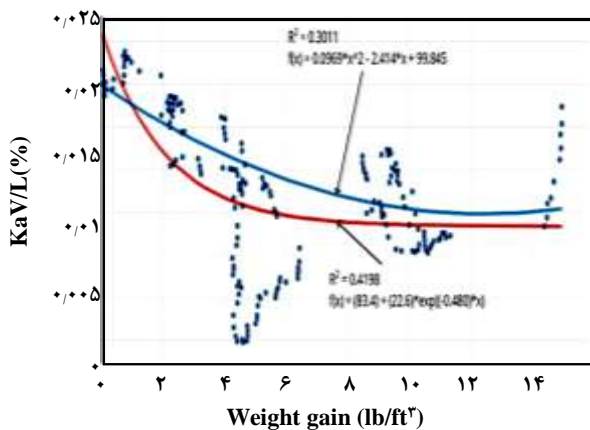
تأثیر رسوب بر کارایی برج خنک کننده

تاکنون مطالعه‌های زیادی بر روی پدیده رسوب، مکانیسم‌ها و روش‌های تشکیل آن در برج‌های خنک کننده، انجام شده است ولی تأثیر آن بر روی کارایی و راندمان برج خنک کننده به دلیل نیازمندی به آزمایش‌های تجربی و پدیدار شدن اثرهای آن در بلند مدت به یک دوره چندین ماهه محدود بوده است. در یکی از این مطالعه‌ها تأثیر رسوب در یک دوره ۲۴۰ روزه بررسی شد و نتیجه آن به صورت نموداری بیان شده است. در آن بررسی مشخص شد که با افزایش رسوب کاهش کارایی تا حدود ۸۵ درصد از مقدار اولیه مشخص است [۱۱].

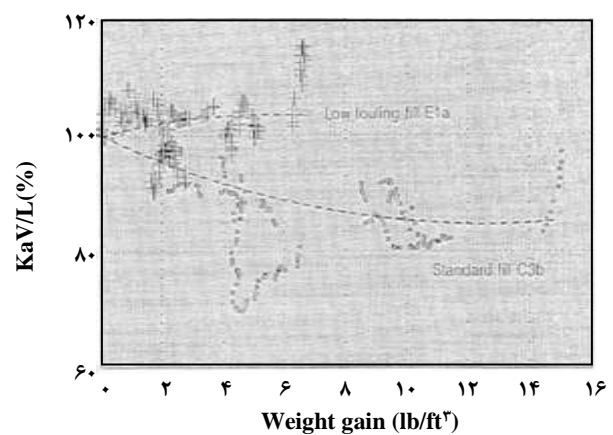
مطالعه‌های *Khan* در این معادله مبنای مقایسه قرار گرفته است [۱۷]. او با انجام یک برازش غیر خطی بر روی داده‌های جمع‌آوری شده در رابطه با کارایی برج به دو نکته زیر دست یافت:

- رابطه ریاضی بین وزن اضافه شده با کاهش کارایی برج
- رابطه ریاضی بین وزن اضافه شده و ضریب کارایی

پر کن استفاده شده



شکل ۱۴- مقایسه نمودار تأثیر رسوب بر کاهش کارایی در پژوهش‌های پیشین و پژوهش فعلی.



شکل ۱۳ - نمودار کاهش کارایی برج خنک کننده نسبت به افزایش وزن رسوب در هر واحد حجم پرکن

در ضمن به عنوان قید و محدودیت در این بهینه سازی، میزان گرمای خارج شده از برج حداقل ۱۳ کیلووات منظور شده است. سه مورد بهینه سازی به صورتی که در ادامه می‌آید انجام شده است و پارامترهای مربوطه برای پیش و پس از بهینه سازی در جدول‌های ۵ تا ۷ مقایسه شده اند.

در جدول ۶ شرایط پیش و پس از بهینه سازی به منظور پیشینه کردن راندمان هوایی نشان داده شده است.

جدول ۷ نیز شرایط پیش و پس از بهینه‌سازی به منظور کمینه کردن تخریب آگرزژی را نشان می‌دهد.

با بررسی جدول ۵ می‌توان نتیجه گرفت که در کاهش هزینه‌ها، شدت جریان آب ورودی و ارتفاع برج پارامتر کلیدی بوده و کاهش آن‌ها، تأثیر چشمگیری در کم کردن هزینه‌ها خواهد داشت.

در جدول ۶ دیده می‌شود که با افزایش شدت جریان آب نسبت به هوا (افزایش نسبت جرمی) و افزایش ارتفاع برج، راندمان هوایی افزایش می‌یابد، اگرچه این افزایش راندمان همراه با افزایش هزینه‌ها خواهد بود.

در جدول ۷ نیز دیده می‌شود که کم‌ترین تخریب آگرزژی همراه با کم‌ترین بار سرمایه‌ی و بیش‌ترین میزان شوری است.

نتیجه گیری

در این مطالعه استفاده از سیال آب شور به جای آب شیرین و تأثیر آن بر راندمان و کارایی برج خنک کننده مورد بررسی قرار گرفت.

لازم به اشاره است که در روش مورد استفاده آنان برای مدل سازی، از منحنی عبوری که به شکل خط چین در شکل ۱۳ نشان داده شده، استفاده شده که به هر علتی یک نمودار از درجه دو با میزان تطبیق با واقعیتی در حدود ۳۰ درصد است.

در مطالعه حاضر با بازسازی نمودار شکل ۱۳ و استفاده از یک خط روند نمایی به دقتی در حدود ۴۲ درصد به دست آمد [۲۶]. مقایسه‌ای از این دو نمودار در شکل ۱۴ آمده است. سایر تأثیرهای رسوب در شکل‌های ۱۵ تا ۱۸ نشانه داده شده است.

ضریب کارایی پرکن^(۱) شاخصی است که برای سنجش میزان کارایی پرکن در حالت رسوب گرفته به حالت مبنا (تمیز) به کار گرفته می‌شود.

با مراجعه به شکل ۱۵ تأثیر کاهش ضریب کارایی بر روی کاهش راندمان آبی و هوایی دیده می‌شود.

در شکل ۱۶ تأثیر کاهش ضریب کارایی پرکن بر روی کاهش ضریب انتقال جرم نشان داده شده است.

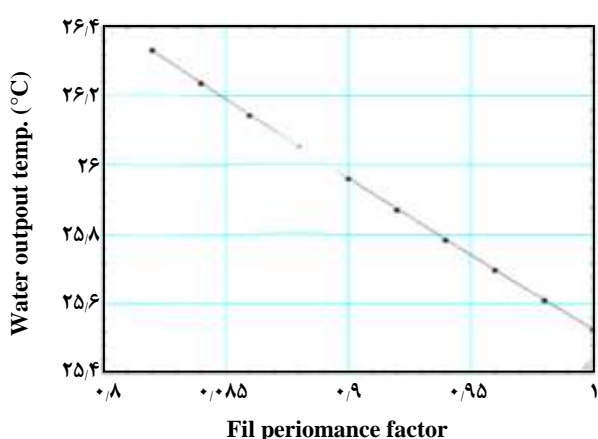
در شکل ۱۷ دیده می‌شود که با کاهش ضریب کارایی پرکن دمای آب خروجی از برج خنک کننده افزایش پیدا می‌کند.

در شکل ۱۸ نیز میزان افزایش حجم افزوده شده به منظور جبران رسوب در سامانه نشان داده شده است.

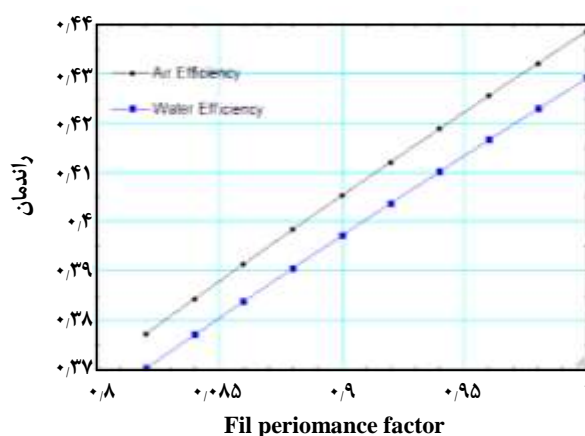
بررسی بهینه سازی برج

به منظور بهینه سازی، بازه‌ی تغییرهای پارامترها مطابق جدول ۴ داده شده است.

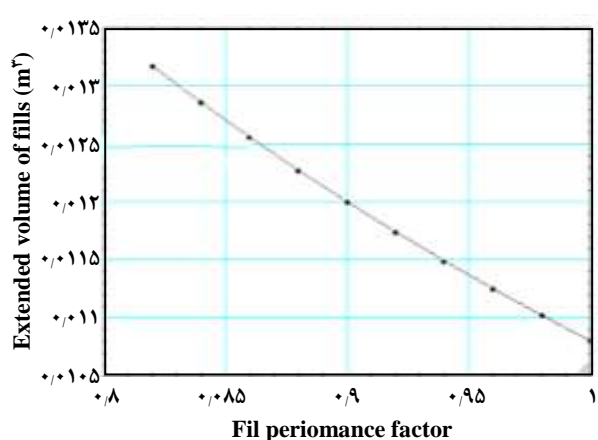
(۱) Fill Performance Factor



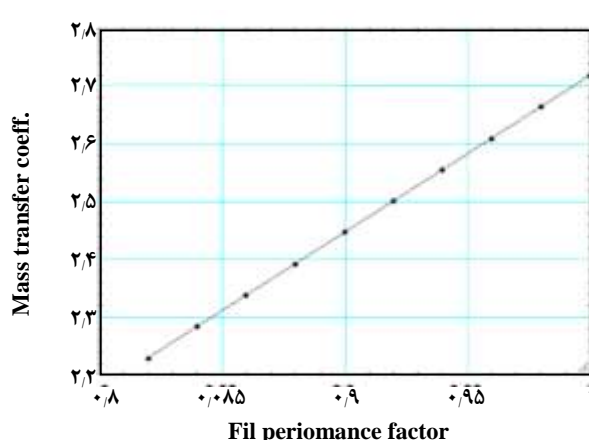
شکل ۱۷ - تأثیر افزایش رسوب بر دمای خروجی آب خنک شده.



شکل ۱۵ - تأثیر افزایش رسوب بر راندمان‌ها.



شکل ۱۸ - تأثیر افزایش رسوب بر حجم اضافه شده به پر کن برای جبران انتقال حرارت.



شکل ۱۶ - تأثیر افزایش رسوب بر ضریب انتقال جرم.

در کنار گذاشتن گزینه ای همانند آب شور دریا به جای آب شیرین در یک برج خنک کننده محسوب نمی‌شود.

کاهش دمای حباب تر ورودی بر روی راندمان هوایی باعث کاهش آن و بر روی راندمان آبی با افزایش اندکی همراه است. همچنین کاهش فشار محیطی (مانند ساخت برج در ارتفاعات بالاتر نسبت به سطح دریا) باعث بهبود اندک راندمان هوایی و بهبود محسوس راندمان آبی می‌شود.

استفاده از پر کن هایی با نسبت سطح به حجم بیش‌تر، با افزایش سطح تر شونده‌گی باعث افزایش محسوس راندمان و کاهش دمای خروجی آب می‌شود.

تأثیر میزان شوری بر انتقال اگزِرژژی از آب به هوا در شوری ۶۰ g/kg در حدود ۱۵ درصد است که در نمودارها مشخص شد.

موردهایی مانند تأثیر تشکیل رسوب در پر کن های برج، تأثیر آن بر دمای آب خروجی، راندمان برج خنک کننده و افت فشار ارزیابی شد. همچنین با توسعه یک مدل ریاضی پارامترهایی مربوط به ضریب‌های انتقال جرم برای نسبت جرمی های گوناگون، محاسبه تأثیر رسوب و بررسی اقتصادی به آن اضافه شد.

در بررسی تأثیر پارامتر های ورودی همچون دما و شدت جریان‌های آب و هوا و شوری آب بر روی خروجی‌ها، این مطالعه نشان داد که با افزایش دمای ورودی راندمان‌های هوایی کاهش و راندمان آبی نیز افزایش پیدا می‌کنند. از سویی شوری آب نیز همین تأثیر را داشته و باعث کاهش راندمان هوایی و افزایش راندمان آبی می‌شود. در ضمن باید توجه داشت که این میزان کاهش یا افزایش راندمان کمتر از ۵ درصد بوده و عامل مهمی

جدول ۴ - گستره قابل تغییر پارامترهای بهینه سازی.

نام پارامتر	محدوده قابل تغییر پارامترها	مقدار پیش فرض بیش از بهینه سازی
نرخ جرمی هوای ورودی (kg/s)	۰.۶ تا ۲.۴	۱.۲
نرخ جرمی آب ورودی (kg/s)	۰.۶ تا ۲.۴	۱.۲۶
دمای آب خروجی (°C)	۲۴ تا ۲۹	۲۴.۲
ارتفاع برج خنک کننده (m)	۰.۱ تا ۱.۰	۱.۰
شوری آب ورودی (g/kg)	۱ تا ۴۰	۱ (آب شیرین)
دامنه قیمت (\$)	۲۵۰ تا ۷۲۰۰	۷۲۰۰

جدول ۵ - بهینه سازی بر اساس کمینه کردن هزینه ها.

پارامترها	پیش از بهینه سازی	پس از بهینه سازی
نرخ جرمی هوای ورودی (kg/s)	۱.۱۸۷	۱.۵۵۱
نرخ جرمی آب ورودی (kg/s)	۱.۲۵۹	۱.۰۲۲
دمای آب خروجی (°C)	۲۴.۲۲	۲۴.۷۸
دمای حباب تر خروجی (°C)	۲۶.۳۴	۲۶.۴
دمای حباب خشک خروجی (°C)	۲۹.۰۵	۲۹.۰۵
بار گرمایی (kW)	۱۳.۸۴	۱۳.۲۷
راندمان هوایی	۰.۶۵	۰.۳۴۷
راندمان آبی	۰.۶۰	۰.۵۳
تخریب آگزرژی کل (kW)	۰.۳۹۴	۰.۳۸۲
هزینه سالانه فن ها (\$/year)	۴۴.۷	۵۸.۰۶
هزینه سالانه پمپ ها (\$/year)	۳۱۰	۱۳۶.۲
هزینه سالانه تعمیرات (\$/year)	۱۴.۴	۱۱.۲۲
هزینه سرمایه گذاری اولیه (تبدیل شده به هزینه سالانه) (\$/year)	۱۱۱.۴	۸۶.۷۸
هزینه کل سالانه (\$/year)	۵۲۵.۸	۳۱۳.۶
شوری آب (g/kg)	۱	۱۳
ارتفاع برج (m)	۰.۳۹	۰.۲۱

جدول ۶ - بهینه‌سازی بر اساس بیشینه کردن راندمان هوایی.

پس از بهینه سازی	پیش از بهینه سازی	پارامترها
۱,۷۹۴	۱,۱۸۷	نرخ جرمی هوای ورودی (kg/s)
۲,۱۹۳	۱,۲۵۹	نرخ جرمی آب ورودی (kg/s)
۲۳,۳۴	۲۴,۲۲	دمای آب خروجی (°C)
۲۷,۹۵	۲۶,۳۴	دمای حباب تر خروجی (°C)
۲۹,۰۷	۲۹,۰۵	دمای حباب خشک خروجی (°C)
۱۳,۵۵	۱۳,۸۴	بار گرمایی (kW)
۰,۸۸۲۵	۰,۶۵	راندمان هوایی
۰,۷۱۶	۰,۶۰	راندمان آبی
۰,۴۹۸	۰,۳۹۴	تخریب آگزرژی کل (kW)
۶۷,۸۲	۴۴,۷	هزینه سالانه فن ها (\$/year)
۱۶۸۱	۳۱۰	هزینه سالانه پمپ ها (\$/year)
۲۶,۴۵	۱۴,۴	هزینه سالانه تعمیرات (\$/year)
۲۰۴,۶	۱۱۱,۴	هزینه سرمایه گذاری اولیه (تبدیل شده به هزینه سالانه) (\$/year)
۲۰۶۵	۵۲۵,۸	هزینه کل سالانه (\$/year)
۴	۱	شوری آب (g/kg)
۱,۲۲۵	۰,۳۹	ارتفاع برج (m)

جدول ۷ - بهینه‌سازی بر اساس کمینه کردن تخریب آگزرژی.

پس از بهینه سازی	پیش از بهینه سازی	پارامترها
۱,۱۹	۱,۱۸۷	نرخ جرمی هوای ورودی (kg/s)
۱,۲۷	۱,۲۵۹	نرخ جرمی آب ورودی (kg/s)
۲۳	۲۴,۲۲	دمای آب خروجی (°C)
۲۶,۶	۲۶,۳۴	دمای حباب تر خروجی (°C)
۳۰,۱۵	۲۹,۰۵	دمای حباب خشک خروجی (°C)
۱۳,۰	۱۳,۸۴	بار گرمایی (kW)
۰,۸	۰,۶۵	راندمان هوایی
۰,۸۲	۰,۶۰	راندمان آبی
۰,۲۱	۰,۳۹۴	تخریب آگزرژی کل (kW)
۴۵	۴۴,۷	هزینه سالانه فن ها (\$/year)
۶۳۵	۳۱۰	هزینه سالانه پمپ ها (\$/year)
۱۴,۸	۱۴,۴	هزینه سالانه تعمیرات (\$/year)
۹۳۷,۷	۱۱۱,۴	هزینه سرمایه گذاری اولیه (تبدیل شده به هزینه سالانه) (\$/year)
۱۷۸۱	۵۲۵,۸	هزینه کل سالانه (\$/year)
۴۰	۱	میزان شوری آب (g/kg)
۰,۸	۰,۳۹	ارتفاع برج (m)

$H_{c,av}$	ضریب انتقال گرما (حجمی)، $\text{kJ/m}^3\text{C}$
H_D	ضریب انتقال جرم، $\text{kg/m}^2\text{S}$
$H_{D,av}$	ضریب انتقال جرم (حجمی)، $\text{kg/m}^3\text{s}$
h_{fgw}	گرمای نهان تبخیر آب، kJ/kg
h_{gw}	آنتالپی بخار آب، kJ/kg
h_{sw}	آنتالپی هوای اشباع در دمای ورودی آب به برج خنک کننده، kJ/kg
h_{pump}	هد پمپ، m
h_{ss}	آنتالپی فرا سیر، kJ/kg
h_w	آنتالپی ویژه آب، kJ/kg
i	نرخ تورم
k_α	ضریب هدایت گرمایی هوا، $\text{W/m}^2\text{C}$
K_{fd}	ضریب اتلاف ناشی از افت فشار در پر کن
Le_f	فاکتور لوئیس
Le	عدد لوئیس
Me	عدد مرکل
\dot{m}_a	نرخ جرمی هوای ورودی، kg/s
\dot{m}_s	نرخ جرمی نمک ورودی، kg/s
\dot{m}_w	نرخ جرمی آب ورودی، kg/s
NTU	تعداد واحد های انتقال یافته
P	فشار، kPa
P_f	توان مورد نیاز فن، kW
P_{eff}	راندمان فن
S	شوری، g/kg
S_{sw}	آنتروپی مخصوص آب، $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$
t_w	دمای آب، $^{\circ}\text{C}$
t_{wb}	دمای حباب تر، $^{\circ}\text{C}$
V	سرعت باد در پر کن، m/s
\dot{X}	نرخ تولید انرژی، kW
$\dot{X}_{air,conv}$	نرخ تولید انرژی از هوای مرطوب توسط انتقال گرمای همرفت
$\dot{X}_{air,evap}$	نرخ تولید انرژی از هوای مرطوب توسط تبخیر
\dot{X}_D	تلفات انرژی، kW
Z	نرخ استهلاک
z	ارتفاع، m
α	پخشندگی گرمایی، m^2/s
ε	کارایی

تأثیر نسبت جرمی بر این انتقال جرمی محسوس بود به طوری که میزان ۱۰۰ درصد اختلاف بین نسبت جرمی ۰/۵ و ۱/۵ دیده شد. افزایش طول برج بر انتقال انرژی از آب به هوا تأثیر گذار است این تأثیر بر روی راندمان هوایی و آبی نیز دیده شده بود، اگرچه از این نکته نباید غافل بود که این افزایش به صورت مستقیم با هزینه های اولیه برج در ارتباط است. در قسمت دیگری از این بررسی نشان داده شد که با افزایش میزان شوری آب از 1 g/kg به 60 g/kg میزان انتقال انرژی در حدود ۳/۵ درصد کاهش پیدا کرد.

مطالعه ها و داده های تجربی نشان داده بود که با افزایش رسوب راندمان در حدود ۱۸ درصد کاهش پیدا کرده و حتی در صورت افزایش رسوب بیش از آن کاهش پیدا نکرده و روندی مجانبی را طی می کند. در این مطالعه با تأیید مطالعه های پیشین به بررسی تأثیر رسوب بر پارامتر های خروجی برج خنک کننده با استفاده از داده های تجربی همچون دمای خروجی آب از برج خنک کننده اقدام شد.

فهرست نمادها

A_i	سطح تماس آب و هوا بر واحد حجم در المان حجمی، m^2
A_s	مساحت برج خنک کننده، m^2
A_v	نسبت سطح به حجم پر کن، m^2/m^3
A_{pp}	نزدیکی دمایی، $^{\circ}\text{C}$
R_{an}	دامنه دمایی، $^{\circ}\text{C}$
C	نسبت ظرفیت های گرمایی ویژه
CCT	هزینه اولیه سرمایه گذاری، $\text{\$}$
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه، $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$
$C_{p,a}$	ظرفیت گرمایی هوا در فشار ثابت، $\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$
C_{year}	هزینه سالیانه شده برای هزینه اولیه سرمایه گذاری، $\text{\$/year}$
D	پخشندگی جرمی آب در هوا، m^2/s
d_r	نسبت وزن مولکولی آب به هوا
dV	حجم المان، m^3
ΔP	افت فشار در پر کن، Pa
\dot{q}	شار گرمایی، W/m^2
η_{π}	راندمان قانون دوم
h	آنتالپی هوای مرطوب، kJ/kg
h_{air}	آنتالپی هوا در خروجی از برج خنک کننده، kJ/kg
H_c	ضریب انتقال گرما، $(\text{W/m}^2)^{\circ}\text{C}$

	اندیس‌ها	ϵ_{air}	راندمان هوایی
in	ورودی به حجم کنترل	ϵ_{water}	راندمان آبی
out	خروجی از حجم کنترل	ρ_a	چگالی هوا، kg/m^3
ideal	میزان ایده آل	ρ_w	چگالی آب، kg/m^3
		θ	رطوبت نسبی
		ω	نسبت رطوبت
		ω_{sa}	نسبت رطوبت هوای اشباع
		$\omega_{s,w}$	نسبت رطوبت هوای اشباع در دمای آب

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۱۲/۱۲ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۹/۱۵

مراجع

- [1] El-Dessouky H., Al-Haddad A., Al-Juwayhel F., A **Modified Analysis of Counter Flow Cooling Towers**, *ASME Heat Transfer Journal*, **119**(3): 617-626 (1997).
- [2] Khan J., Yaqub M., Zubair S., **Performance Characteristics of Counter Flow Wet Cooling Towers**, *Energy Conversion and Management*, **44**(13): 2073-2091 (2003).
- [3] Kloppers J.C., Kröger D.G., A **Critical Investigation into the Heat and Mass Transfer Analysis of Counter Flow Wet-Cooling Towers**, *Heat and Mass Transfer*, **48**(3-4): 765-777 (2005).
- [4] Kloppers J.C., Kröger D.G., **The Lewis Factor and Its Influence on the Performance Prediction of Wet Cooling Towers**, *International Journal of Thermal Science*, **25**: 879-884 (2005).
- [5] Munangoi T., Ascapoositkul W., Wongwises S., **An Exergy Analysis on the Performance of a Counter Flow Wet Cooling Tower**, *Applied Thermal Engineering*, **27**: 910-917 (2007).
- [6] Ataei A., Panjeshahi M., Gharai M., **Performance Evaluation of Counter Flow Wet Cooling Towers Using Exergetic Analysis**, *Canadian Society for Mechanical Engineering*, **32**(3): 499-511 (2008).
- [7] Xiaoni Q., Yongqi L., Zhenyan L., **Exergy Based Performance Analysis of a Shower Cooling Tower**, *Journal of Mechanical Engineering*, **59**(4): 251-259 (2013).
- [8] [J. Wallis, "Rising Interest in Sea-Water Cooling." *Process Cooling Magazine*, 19 2009 \[Online\]. Available at: <https://www.process-cooling.com/articles/85911-rising-interest-in-sea-water-cooling>. \[Accessed: 10 11 2014\].](https://www.process-cooling.com/articles/85911-rising-interest-in-sea-water-cooling)
- [9] Zubair S.M., Khan J.R., An **Improved Design and Rating Analyses of Counter Flow Wet Cooling Towers**, *ASME Journal of Heat Transfer*, **123**(4): 770-778 (2001).
- [10] Hussain I., "Performance Evaluation of Seawater Counter Flow Cooling Towers", Master's Thesis, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran: ProQuest, (2011).
- [11] Monjoie M., Noble R., Mrisky G.R., "Research of fouling film fill," Cooling Tower Institute, Louisiana, (1993).
- [12] Castro M.M., Song W.T., Pinto J.M., **Minimization of Operational Costs in Cooling Water Systems**, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, **17**: 649-658 (2000).

- [13] Perry R.H., Green D., "Perry's Chemical Engineers' Handbook", New York: McGraw Hill, (1997).
- [14] Dhillon B., *Life Cycle Costing: Techniques, Models and Applications*, Routledge, (1989).
- [15] Simpson W.M., Sherwood T.K., Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers, *Refrigeration Engineering*, 52(6): 525-543, 574-576, (1946).
- [16] Kotb A., Determination of Optimum Height for Counter Flow Cooling Tower, *Asian Journal of Applied Science and Engineering*, 2(2): 33-47 (2013).
- [17] Jobaidur Rahman Khan S.M.Z., A Study of Fouling and Its Effects on the Performance of Counter Flow Wet Cooling Towers, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering*, 218: 43-51 (2004).
- [18] Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W., Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils, *ASHRAE Trans*, 95(2): 164-174 (1989).
- [19] "Product Descriptions," L. S. Enterprises, 1 1 2014. [Online]. Available at: <http://www.biofilters.com/cmydocum.html>. [Accessed 06 2015].
- [20] Jaber H., Webb R.L., Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method, *ASME Heat Transfer Journal*, 111(4): 837-843 (1989).
- [21] London A.L., Mason W.E., Boelter L.K., Performance Characteristics of a Mechanically Induced Draft, Counter flow, Packed Cooling Tower, *ASME*, 62: 41-50 (1940).
- [22] Merkel F., Verdunstungskühlung, *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 70: 123-128 (1925).
- [23] Sharqawy M.H., Lienhard V.J., Zubair S.M., On thermal Performance of Seawater Cooling Towers, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(4): 779-786 (2011).
- [24] Sharqawy M.H., Lienhard V.J., Zubair S.M., Thermophysical Properties of Seawater: A Review of Existing Correlations and Data, *Desalination and Water Treatment*, 16: 354-380 (2010).
- [25] Walker W.H., McAdams W.H., Gilliland E.R., "Principle of Chemical Engineering", 3rd ed., New York: McGraw-Hill inc, (1923).

[۲۶] منصوریان، مهدی؛ تحلیل حرارتی و آگرژی برج های خنک کننده به منظور ارزیابی کارایی و بهینه سازی آنها برای آب شیرین و آب دریا، کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران، (۱۳۹۴).