



بهبود عملکرد حرارتی برج های خنک کننده مرطوب جریان متقابل با انتخاب یک پکینگ مناسب

محسن گودرزی¹ ، وحید اکبری²

استادیار دانشگاه بوعلی سینا، کارشناس ارشد مکانیک

چکیده

افزایش راندمان برج های خنک کننده قدیمی، یکی از مسائلی است که اکثر نیروگاه های کشور، به دنبال آن هستند. این امر تنها با تعویض پکینگ ها امکان پذیر است. در این میان باید پکینگی انتخاب شود که افت فشار و همچنین میزان پرتاب کمی داشته باشد. این موضوع در این مقاله با شبیه سازی برج توسط نرم افزار مطلب مورد بررسی قرار گرفته و خصوصیات حرارتی 32 نوع پکینگ پر کاربرد در صنعت آورده شده است. سپس در یک برج در حال کار عملکرد حرارتی هر یک از این پکینگ ها مورد بررسی عددی قرار گرفته و مشخص می شود که با به کار بردن یک پکینگ مناسب نزدیک به 7 درصد عملکرد حرارتی برج را بالا برد

واژه های کلیدی: برج خنک کن مرطوب، پکینگ، افت فشار، پرت آب

مقدمه

در اغلب صنایع، کارکرد آنها به نحوی است که مقداری گرما ایجاد می کنند. به منظور کارکرد پایدار این صنایع، گرمای ایجاد شده باید از بین برود. برای این منظور، از برج های خنک کننده مرطوب استفاده می شود. مهمترین عامل در کارایی برج های خنک کننده مرطوب، قطعات پکینگ می باشد. برای دستیابی به حداکثر انتقال حرارت بین آب و هوا و در نتیجه خنک سازی آب، بایستی سطح تماس آب و هوا افزایش یابد که این امر توسط پکینگ ها انجام می شود. پکینگ ها باعث افزایش سطح انتقال حرارت و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می گردند. انتخاب صحیح پکینگ ها تأثیر بسزایی در عملکرد و قیمت برج خنک کننده دارد. هر چند که پکینگ ها در حدود 20 درصد قیمت برج های خنک کننده را تشکیل می دهند، اما با توجه به اهمیت عملکرد آنها، می توان پکینگ ها را به عنوان قلب تپنده یک برج خنک کننده به حساب آورد. لذا انتخاب درست آن ها هزینه های سرمایه ای را در فاصله های زمانی تا 30 درصد تقلیل می دهند و مخارج نگهداری سالیانه و هزینه های جانبی را کم می نماید. تئوری ابتدایی فرآیند برج خنک کننده، برای اولین بار در سال 1923 توسط واکر و هم کارانش پیشنهاد شد [1]. اما اولین گام عملی در حل مساله برج های با جریان مخالف، توسط مرکل در سال 1925 برداشته شد. روش مرکل بر اساس تلفیقی از معادلات دیفرانسیل انتقال جرم و حرارت آب و هوا داخل یک برج بود. در این روش مرکل فرض کرده بود که هر قطره آب داخل برج، توسط هوای جریان یافته از پایین برج احاطه می شود و انتقال حرارت به دو صورت انتقال حرارت محسوس و نهان ناشی از بخشی از قطره آب صورت می گیرد [2]. کی تان روشی را برای حل برج های خنک کننده جریان مخالف و متقاطع با نوشتن کد کامپیوتری STAR ارائه نمود. در این روش، او از معادلات دیفرانسیل دو بعدی حاصله از تحلیل های دینامیک سیالات و ترمودینامیک را با بکارگیری یک روش تفاضل محدود روی یک شبکه با مش های مستطیلی حل نمود [3]. هالساز با ارائه یک مدل ریاضی بی بعد برای معادلات حاکم، راندمان برج را تنها بر اساس دو متغیر به دست آورد. وی توانست نتایج قابل قبولی برای برج خنک کننده چه از نوع جریان مخالف و چه از نوع جریان متقاطع ارائه کند [4]. گشایشی و هم کارانش با انجام آزمایش های تجربی روی پکینگ هایی از جنس پی وی سی، اثرات فاصله و زبری روی سطح پکینگ ها را برای ضرایب انتقال حرارت و جرم و هم چنین میزان افت فشار را در آن ها به دست آوردند [5]. میلیسوویچ و هیکیلا نیز هفت نمونه از هسته های خنک کننده را در یک برج مرطوب جریان مخالف با مساحت سطح مقطع 1.44 متر مربع مورد مطالعه قرار دادند و معادلاتی برای ضریب انتقال حرارت حجمی و افت فشار بدست آوردند [6]. قرقیزی دو نوع از هسته های خنک کننده HCP و VCP را مورد آزمایش قرار داد و راندمان و مشخصه برج را برای آن ها به دست آورد [7].

تعیین ملزومات برج

یک برج خنک کننده برای پایین آوردن دمای آب گرم یک نیروگاه یا یک واحد صنعتی به کار می رود. بنابراین مهمترین پارامترها در مورد آب، دمای ورودی و دمای خروجی خواسته شده برای گردش پیدا کردن در چرخه خنک کن واحد صنعتی است در یک برج خنک کننده این مقادیر مهم هستند:

1. دبی جرمی آب، \dot{M}_w (kg/s)
2. دمای آب ورودی به برج، $T_{w,in}$ (°C)
3. دمای آب خروجی از برج، $T_{w,out}$ (°C)
4. دمای حباب تر هوای اطراف برج، T_{wb} (°C)
5. دمای حباب خشک هوای اطراف برج، T_{db} (°C)

معمولاً فشار هوا را یک اتمسفر در نظر می گیرند. اختلاف دمای ورودی و خروجی آب را بازده دمائی می نامند. همچنین اختلاف دمای آب خروجی و دمای حباب تر هوای ورودی را دمای تمایل می نامند.

اهمیت نسبت شار جرمی آب به شار جرمی هوا

در طراحی برج های مرطوب با جریان اجباری برای تعیین قدرت و ابعاد فن باید میزان دبی هوای ورودی به برج تعیین بشود. تمامی محاسبات مربوط به طراحی یک برج مرطوب، وابستگی زیادی به این پارامتر دارند بنابراین تعیین این نسبت اولین قدم در طراحی یک برج می باشد. در برج های جریان مخالف این نسبت از حل همزمان سه رابطه زیر بدست می آید:

1. رابطه مرکل³ [2]
2. یک رابطه برای پکینگ
3. رابطه موازنه آنتالپی

فرآیند های انتقال گرما و جرم

در برج های خنک کننده، افت دمای آب در اثر انتقال حرارت از آب به هوای درون برج و نیز از طریق تبخیر آب صورت می گیرد. زیرا تبخیر آب باعث می شود مقداری انرژی از آن گرفته بشود و در نتیجه دمای آب کاهش یابد، در هوای خشک و گرم اعظم انتقال گرما به صورت نهان است، زیرا اختلاف دما بین آب و هوا زیاد نیست ولی در هوای سرد انتقال گرمای محسوس قابل ملاحظه می شود، چون در این حالت اختلاف دما زیادتر است. معادله انتقال حرارت در برج های مرطوب به صورت زیر به دست می آید:

$$\dot{q} = \frac{Q}{A} = \lambda (h_s - h_g) \quad (1)$$

که در آن λ ضریب انتقال جرم، h_s آنتالپی هوای اشباع در دمای سطح آب و h_g آنتالپی هوای مرطوب در جریان اصلی هواست.

رابطه مرکل [2]

رابطه مرکل کمیت های لازم جهت خنک کردن را به خواص و اطلاعات پکینگ مربوط می کند.

$$\int_{h_{wout}}^{h_{win}} \frac{dh_w}{h_s - h_g} = \int_{Z_1}^{Z_2} \frac{\lambda A_i}{M_w} Adz \quad (2)$$

$$I_M = I_p \quad \text{یا} \quad (1-2)$$

رابطه (2) اساس تحلیل مرکل می باشد. مقدار انتگرال I_M به خواص آب و هوا در ورودی و خروجی برج بستگی دارد و توسط یک روش عددی می توان مقدار این انتگرال را بدون در نظر گرفتن نوع هسته خنک کننده محاسبه کرد. مقدار انتگرال I_p به خواص هسته خنک کننده بستگی دارد و مستقل از خواص ورودی و خروجی آب و هوا است. بنابراین طراحی یک برج، در حقیقت تعیین خواص و مقادیر آب و هوا و تعیین خواص هسته خنک کننده به گونه ایست که تساوی (2) برقرار باشد.

در اکثر مقالات و کتاب هایی که در این زمینه منتشر شده اند، مشخصه خنک کننده به صورت $\frac{Kav}{L}$ معرفی شده است. متغیر های این کمیت با متغیر های رابطه (2) هم ارز هستند. L معرف شار جرمی آب است. مقدار λ همان K است. مقدار a نیز متناظر با A_i می باشد و هم چنین $(Z_2 - Z_1)$ که برابر حجم موثر هسته خنک کننده بر واحد سطح ریزش است با V هم ارز می باشد. پس رابطه مرکل با متغیر های تعریف شده جدید چنین می شود:

$$\int_{h_{w,out}}^{h_{w,in}} \frac{dh_w}{h_s - h_g} = \frac{Kav}{L} = \int_{t_{w,out}}^{t_{w,in}} \frac{c_{pw} dt_w}{h_s - h_g} \quad (3)$$

محاسبه آب تبخیر شده در برج

به علت تبخیر آب، پیوسته در چرخه خنک کردن مقداری آب مصرف می شود. که این مقدار به دبی آب در گردش برج بستگی دارد. برای محاسبه آب مصرفی در برج می توان از اختلاف نسبت جرمی رطوبت هوا در ورودی و خروجی از برج استفاده کرد.

$$W = \frac{f_{gout} - f_{gin}}{L/G} \quad (4)$$

که در آن W نرخ تبخیر آب بر حسب جریان آب در برج، f_{gout} و f_{gin} به ترتیب میزان رطوبت مخصوص هوای خروجی و ورودی برج هستند.

خصوصیات حرارتی پکینگ ها

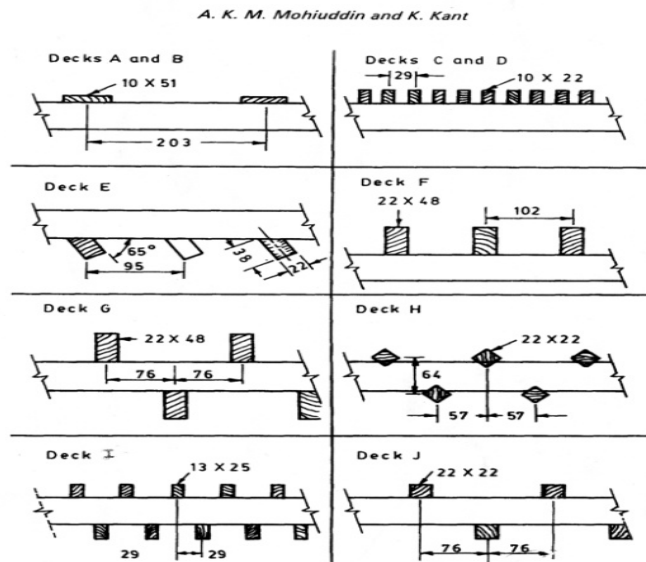
در این مقاله 32 نوع پکینگ مورد استفاده قرار گرفته اند که به منظور تحلیل بهتر، بر اساس جنس و مشخصه حرارتی در 3 گروه قرار داده شده و از شماره 1 تا 32 شماره گذاری شده اند.

پکینگ های گروه اول

گروه اول شامل 8 نوع پکینگ از جنس چوب سرخدار، در 10 آرایش مختلف است که در شکل (1) آمده اند. این پکینگ ها توسط لوو و کریستی آزمایش شدند [8]. فراس نیز به طور کامل آن ها را مورد بررسی قرار داده است [9]. این گروه دارای معادله مشخصه ای به صورت زیر هستند [10]:

$$\frac{kav}{L} = 0.07 + A(ND)(L/G)^{-P} \quad (5)$$

که مقادیر ثابت معادله مشخصه آن ها در جدول (1) آمده است.



شکل (1). پکینگ های گروه اول که توسط لوو و کریستی آزمایش شدند

جدول (1). مقادیر ثابت در معادله (5)

Packing Number	Deck	A	P
1	A	.060	.62
2	B	.070	.62
3	C	.092	.60
4	D	.119	.58
5	E	.110	.46
6	F	.100	.51
7	G	.104	.57
8	H	.127	.47
9	I	.135	.57
10	J	.103	.54

با توجه به درجه حرارت آب گرم ورودی به برج، یک ضریب تصحیح برای این دسته از پکینگ ها به صورت زیر در نظر گرفته می شود [10]:

$$\left(\frac{kav}{L}\right)_{\text{corrected}} \quad (6)$$

$$= 0.9 \times \frac{kav}{L} ; \quad T_{wi} \leq 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 1.0 \times \frac{kav}{L} ; \quad 45 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{wi} < 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 1.1 \times \frac{kav}{L} ; \quad T_{wi} \geq 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

برای محاسبه ارتفاع این دسته از پکینگ ها داریم:

$$Z = ND \times V \quad (7)$$

که در آن Z ارتفاع پکینگ، ND تعداد بشقابک ها و V فاصله عمودی بشقابک ها می باشد. جدول (2).

محاسبه افت فشار پکینگ های گروه اول

افت فشار هوا، با عبور از سطح این نوع از پکینگ ها، از رابطه زیر محاسبه می شود [10]

$$\Delta p_a = \frac{1.0812}{\rho_1} \{ B G^2 + C L V e^2 \sqrt{H_f} \} \quad (8)$$

B ، C و H_f مقادیر ثابتی هستند که در جدول (2) آورده شده اند. $V e$ نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$V e = \sqrt{G^2 + \frac{4}{3} G \cdot 3600 \cdot \rho_1 \sqrt{2gH_f} + g H_f (3600 \rho_1)^2} \quad (9)$$

جدول (2). مقادیر ثابت در معادله های (7) و (8).

Deck	Vertical Deck Spacing, V (mm)	Vertical Free Fall, H _f (mm)	B × 10 ¹¹ (m ⁵ h ² kg ⁻²)	C × 10 ¹⁶ (m ^{6.5} h ³ kg ⁻³)
A	229	914	.3622632	.4348
B	305	1219	.3622632	.4348
C	381	1143	.426192	.55338
D	610	1829	.426192	.55338
E	610	1509	.639288	.5929
F	610	2783	.277025	.77669
G	610	2088	.426192	.395272
H	610	1109	.799110	1.0277
I	610	1372	.5540496	.632435
J	610	2088	.426192	.395272

پکینگ های گروه دوم

گروه دوم شامل 7 نوع پکینگ از جنس پی وی سی، ساخت شرکت صنایع پایدار است [11]. این گروه دارای معادله مشخصه ای به صورت زیر است:

$$\frac{k_{av}}{L} = F \left(\frac{L}{G}\right)^{-N} (H)^B \quad (10)$$

که در آن F ، N و B مقادیر ثابت برای هر پکینگ، H ارتفاع پکینگ بر حسب فوت و $\frac{L}{G}$ نسبت شار جرمی آب به هوا می باشد. خصوصیات حرارتی این گروه در جدول (3) آورده شده است.

جدول (3). مقادیر ثابت در معادله (10)

Packing Number	Type of packing	F	N	B
11	CF-1900 SB	.696	.707	.714
12	CF-1200AT	.967	.779	.632
13	PLASdek CF-25060	.504	.719	.639
14	ACCU-PAC VF-3800	.383	.669	.650
15	OF-21ma	.566	.774	.822
16	CF-19060NT	.5923	.6384	.7026
17	CF-1900 MA	.696	.707	.714

محاسبه افت فشار پکینگ های گروه دوم

معادله افت فشار این گروه به صورت زیر است [11]:

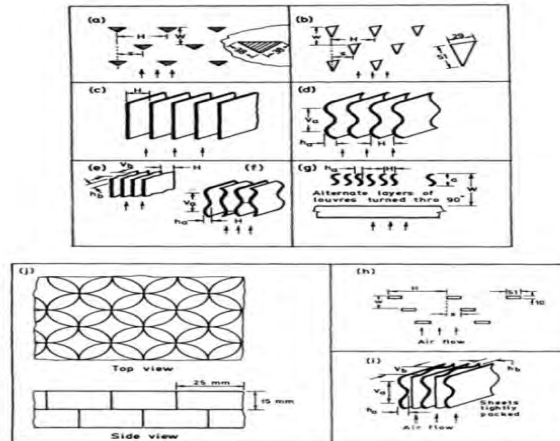
$$\Delta P = [A_1 V^{A_2} + q_a (A_3 V^{A_4})] (A_5 + A_6 H) \quad (11)$$

که در آن ΔP افت فشار هوا بر حسب اینچ آب، V سرعت جریان هوا بر حسب فوت بر دقیقه، q_a شار جرمی آب بر حسب گالن بر دقیقه بر فوت مربع و H ارتفاع پکینگ بر حسب فوت می باشد. $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ مقادیر ثابتی هستند. جدول (4).

پکینگ های گروه سوم

این گروه شامل 15 نوع پکینگ از نوع صفحات آریست سیمانی، پکینگ های Splash مستطیلی و مثلثی شکل و انواع دیگری از پکینگ هاست که در شکل (2) آمده اند. این گروه دارای معادله مشخصه ای به صورت زیر هستند [10]:

$$\frac{ka}{L} = \beta \left(\frac{L}{G}\right)^{-M} \quad (12)$$



شکل (2). پکینگ های گروه سوم که توسط لوو و کریستی آزمایش شدند

که خصوصیات حرارتی این دسته در جدول (5) آمده است.

محاسبه افت فشار پکینگ های گروه سوم

لوو و کریستی افت فشار دینامیکی این دسته از پکینگ ها را برای دبی های آب $(4882 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^{-2})$ و $(9765 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^{-2})$ در دو سرعت مختلف جریان هوا به دست آورده اند که در جدول (5) آورده شده اند [10]. ابتدا باید سرعت جریان هوا محاسبه شود. با توجه به دبی جرمی آب گرم ورودی به برج خنک کننده و همچنین نقطه طرح برج داریم:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{M}_w}{L \times \rho_1} \quad (13)$$

که در آن \dot{V}_g دبی حجمی هوای مورد نیاز بر حسب متر مکعب بر ثانیه، \dot{M}_w دبی جرمی آب ورودی به برج بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، $\frac{L}{G}$ نسبت شار جرمی آب به هوا و ρ_1 چگالی هوای ورودی به برج بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب می باشد. حال با داشتن سطح مقطع پکینگ می توان سرعت جریان هوا از روی پکینگ را بدست آورد.

$$V = \frac{\dot{V}_g}{A} \quad (14)$$

که در آن V سرعت جریان هوا بر حسب متر بر ثانیه و A سطح مقطع پکینگ بر حسب متر مربع می باشد. از آنجا که مقادیر افت فشار دینامیکی برای دبی های آب مابین 4882 و $9765 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^{-2}$ موجود نیست برای یافتن آنها باید از میان یابی استفاده کرد، که با توجه به تمامی محاسبات انجام شده، از بهترین معادله برای محاسبه افت فشار دینامیکی در هر نوع پکینگ، استفاده شده است. این محاسبات نشان می دهد افت فشار دینامیکی در این دسته از پکینگ ها، طبق رابطه زیر است:

$$\Delta p_v = C_1 + C_2 \exp(-V) + C_3 L \quad (15)$$

مقادیر ثابت معادله (15) در جدول (6) آمده است.

جدول (6). مقادیر ثابت در معادله (15)

Packing Number	Fig No.	C_1	C_2	C_3
18	2a	2.3474	10.9306	.0005
19	2a	1.5237	6.8290	.0005
20	2a	1.5274	15.0114	.0009
21	2c	.4491	3.0856	.0002
22	2c	.8707	2.7379	.0002
23	2d	5.7379	8.2032	.0003
24	2e	-1.5096	8.8923	.0003
25	2f	10.4992	4.1016	.0005
26	2b	-.4403	6.8395	.0004
27	2g	6.4770	2.0425	.0003
28	2g	23.9189	17.0726	.0008
29	2g	3.8298	10.9181	.0003
30	2h	2.9995	6.8332	.0005
31	2i	24.3335	6.8290	.0003
32	2i	28.8411	8.8694	.0006

جدول (4). مقادیر ثابت در معادله (11)

Type of packing	A_2					
CF-1900 SB	2.3113 e-6	1.8340	3.0672 e-8	2.0657	.1565	.2214
CF-1200AT	4.6192 e-6	1.7443	4.9355 e-9	2.3711	.1513	.2852
PLASdek CF-25060	5.5698 e-7	1.9799	5.0962 e-6	1.2468	.2372	.1711
ACCU-PAC VF-3800	3.294 e-8	2.1493	1.452 e-6	1.10198	2.933	.5346
OF-21ma	2.0771 e-6	1.950	4.8084 e-7	1.739	.06454	.1013
CF-19060NT	1.8751 e-6	1.7907	3.4929 e-8	1.9860	.2039	.2668
CF-1900 MA	2.2470 e-6	1.7897	4.8967 e-8	1.9362	.1984	.3281

مشخصات برج خنک کننده مرطوب جریان متقابل در حال کار

برجی را در نظر بگیرید که در شرایط طراحی زیر با پکینگ شماره 19 این مقاله در حال کار است.

1. دمای آب ورودی، 60 درجه سانتی گراد.
2. دمای آب خروجی، 30 درجه سانتی گراد.
3. دمای حباب تر محیط، 20 درجه سانتی گراد.
4. دمای حباب خشک محیط، 26 درجه سانتی گراد.
5. دبی آب ورودی به برج، 50 کیلوگرم بر ثانیه.
6. سطح مقطع پکینگ، 24 متر مربع.
7. ارتفاع پکینگ، 3 متر.

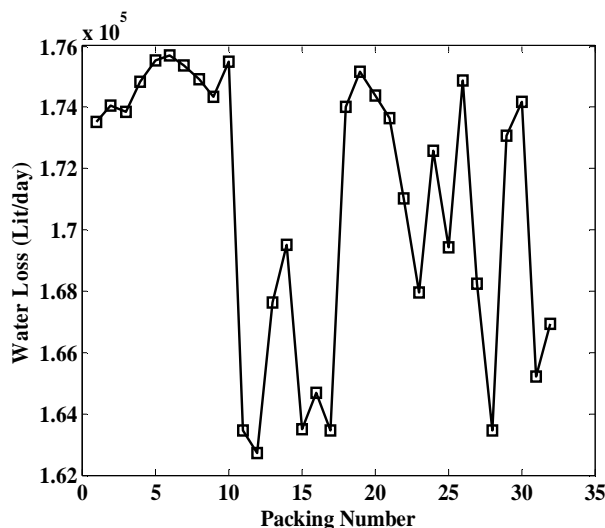
ابتدا میزان پرت آب هر یک از پکینگ ها، در برج در حال کار محاسبه شده، سپس بهبودی که هر پکینگ در میزان پرت آب داشته بررسی می گردد.

جدول (5). خصوصیات حرارتی پکینگ های گروه سوم

Packing Number	Fig No	h_a	v_a	H	W	S	β	M	Loading L		Air velocity ms^{-1}	
									4882 $kg h^{-1} m^{-2}$	9765 $kg h^{-1} m^{-2}$		
									1.8288	.9144	1.8288	
18	2a			152	229	76	.295	.50	8.86	6.56	11.48	8.53
19	2a			114	457	57	.236	.47	6.23	5.25	9.19	6.89
20	2a			152	229	76	.276	.49	11.15	8.86	16.73	11.81
21	2c			45			.288	.7	2.296	1.804	3.28	2.29
22	2c			25			.459	.73	2.952	2.297	3.94	3.28
23	2d	54	146	45			.689	.69	10.5	8.86	12.47	10.17
24	2e	$h_b=54$	$v_b=146$		H=45		.36	.66	3.281	1.64	5.25	2.62
25	2f	54	146	25			.558	.58	14.44	13.45	16.73	15.75
26	2b			102	203		.243	.52	3.937	2.952	6.56	4.26
27	2g	25	146	25	273		.666	.70	8.853	8.202	10.17	9.84
28	2g	38	133	25	159		1.152	.66	34.45	31.17	39.37	34.45
29	2g	38	133	38	51		.331	.63	9.514	7.55	11.81	8.53
30	2h			203	229	51	.282	.52	8.202	6.23	10.17	8.86
31	2i	$h_a=27$	$v_a=73$	27	$v_b=73$		1.010	.80	29.53	26.25	29.53	29.53
32	2i	54	146	27	73		.814	.79	35.43	32.81	37.73	36.09

تعیین میزان پرت آب انواع پکینگ ها در برج در حال کار

با توجه به اینکه هسته های خنک کننده از لحاظ شکل ظاهری، جنس و سطح تبادل حرارت، متفاوت هستند، لذا در میزان خنک سازی و دبی هوای عبوری نیز با یکدیگر فرق دارند. در این قسمت به مطالعه پرت آب با توجه به نوع هسته خنک کننده، پرداخته شده است. که نتایج برای شرایط طرح در نمودار (1) آمده است.



نمودار (1). میزان پرت آب برای انواع پکینگ ها بر مبنای شماره پکینگ موجود در جداول (1)، (3) و (5)

در این شرایط، برج روزانه 175180 لیتر پرت آب بر اثر پدیده تبخیر خواهد داشت اما با توجه به نمودار (1) می توان فهمید که پکینگ های دیگری وجود دارند که می توانند صرفه جویی قابل توجهی در مصرف آب داشته باشند. با توجه به نمودار بالا، کمترین میزان پرت آب مربوط به پکینگ شماره 12 به مقدار 162732 لیتر در روز و بیشترین میزان پرت آب مربوط به پکینگ شماره 6 به

مقدار 175673 لیتر در روز می باشد. یعنی به کار بردن پکینگ های مختلف در شرایط طراحی داده شده، روزانه 12941 لیتر تفاوت در میزان پرت آب می تواند داشته باشد. که نزدیک به پنج میلیون لیتر اختلاف در سال می باشد. پس می توان نتیجه گرفت با به کار بردن یک پکینگ مناسب می توان صرفه جویی قابل توجهی در مصرف آب یک نیروگاه داشت.

محاسبه درصد بهبود در پرت آب برای هر پکینگ در برج در حال کار

اکنون با تعریف ϵ به صورت زیر :

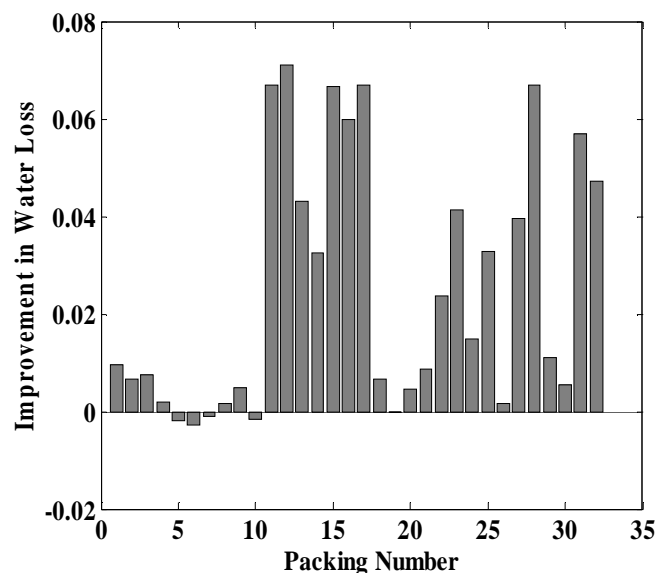
$$\epsilon = \frac{w_{19} - w_n}{w_{19}} \times 100 \quad (16)$$

ϵ درصد بهبود پرت آب.

w_{19} میزان پرت آب در پکینگ شماره 19 (در حال کار).

w_n میزان پرت آب در پکینگ مورد مطالعه.

میزان بهبود عملکرد حرارتی برج (از نقطه نظر تبخیر) مورد مطالعه قرار می گیرد. در واقع می خواهیم بدانیم در شرایط طراحی ذکر شده، هر پکینگ، نسبت به پکینگ در حال کار (پکینگ شماره 19) چند درصد بهبود از نقطه نظر پرت آب خواهد داشت که نتایج در نمودار (2) آمده است.

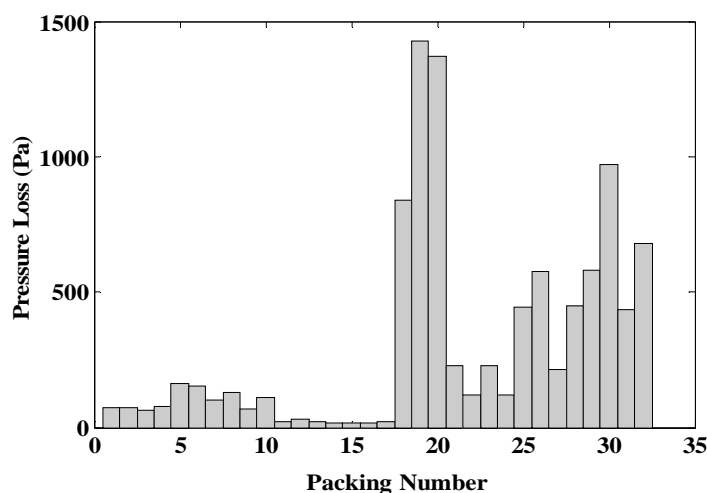


نمودار (2) میزان درصد بهبود در پرت آب برای هر پکینگ در برج در حال کار بر مبنای شماره پکینگ موجود در جداول (1)، (3) و (5)

با توجه به نمودار (2) می توان دریافت که چه پکینگ هایی می توانند پرت آب برج در حال کار را کاهش و چه پکینگ هایی آن را افزایش می دهند. که در این برج اگر به جای پکینگ شماره 19 از پکینگ شماره 12 استفاده شود، میزان پرت آب در برج 7.1 درصد کاهش می یابد که با توجه به دبی آب در گردش برج، کاهش چشمگیری است. همچنین پکینگ های شماره 5، 6، 7 و 10 میزان پرت آب برج را افزایش می دهند.

تعیین میزان افت فشار برای انواع پکینگ ها در برج در حال کار

همان طور که می دانیم هسته های خنک کننده به دلیل تفاوت در جنس، شکل و هم چنین سطح بر واحد حجم، در میزان افت فشار هوای عبوری از برج تأثیرگذار خواهند بود. که این تأثیر در نمودار (3) آمده است.



نمودار (3) میزان افت فشار برای انواع پکینگ ها بر مبنای شماره پکینگ موجود در جداول (1)، (3) و (5)

با توجه به نمودار (3)، بیشترین افت فشار مربوط به پکینگ شماره 19 (پکینگ در حال کار) به مقدار 1429 پاسکال و کمترین افت فشار مربوط به پکینگ شماره 14 به مقدار 16.5 پاسکال است. یعنی اختلافی به میزان 1412.5 پاسکال که اختلاف قابل توجهی است.

محاسبه درصد بهبود در افت فشار برای هر پکینگ در برج در حال کار

اکنون با تعریف β به صورت زیر:

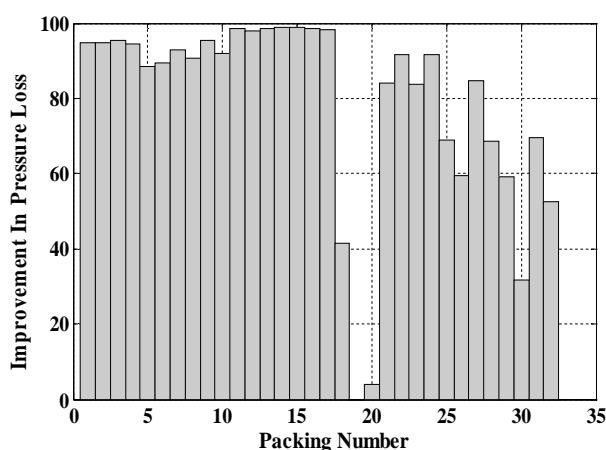
$$\beta = \frac{P_{19} - P_n}{P_{19}} \times 100 \quad (17)$$

β درصد بهبود در افت فشار.

P_{19} افت فشار پکینگ در حال کار (پکینگ شماره 19).

P_n افت فشار پکینگ مورد مطالعه.

در نمودار (4) میزان بهبودی که هر پکینگ در افت فشار برای برج در حال کار دارد، آمده است.



نمودار (4) میزان درصد بهبود در افت فشار برای هر پکینگ در برج در حال کار بر مبنای شماره پکینگ موجود در جداول (1)، (3) و (5)

مشاهده می شود اکثر پکینگ ها در مقایسه با پکینگ در حال کار، عملکرد بهتری از نظر افت فشار دارند به طوری که استفاده از پکینگ شماره 14 می تواند 98.83 درصد بهبود در افت فشار حاصل نماید. که قطعا در هزینه های مربوط به فن و برق یک نیروگاه مؤثر خواهد بود.

تعیین میزان بهبود کلی (بهبود در افت فشار و بهبود در مقدار پرت آب) برج در حال کار

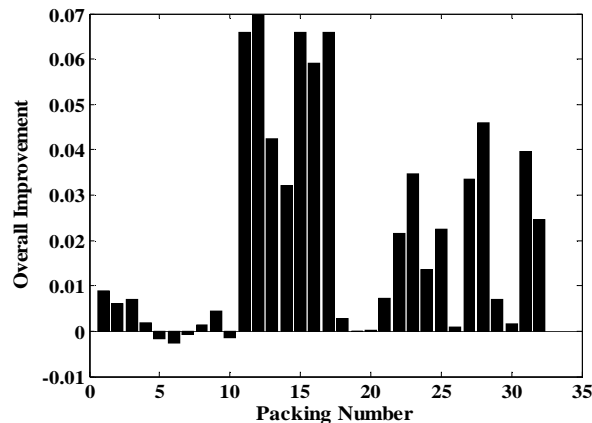
در قسمت های قبل مشخص شد که هر یک از پکینگ ها چه تأثیری در پرت آب و افت فشار برج در حال کار داشتند. اکنون با تعریف λ به صورت زیر تأثیر کلی نتایج قبل روی برج خنک کننده در حال کار، در نمودار (5) آمده است.

$$\lambda = \epsilon \times \beta \quad (18)$$

λ درصد بهبود کلی برج خنک کننده در حال کار.

ϵ درصد بهبود پرت آب.

β درصد بهبود افت فشار.



نمودار (5) میزان درصد بهبود کلی برج در حال کار بر مبنای شماره پکینگ موجود در جداول (1)، (3) و (5)

با توجه به نمودار (5) در نهایت این نتیجه گرفته می شود که در بین پکینگ های موجود، پکینگ شماره 12 در مقایسه با پکینگ در حال کار (پکینگ شماره 19) 6.96 درصد، عملکرد حرارتی بهتری دارد. که این میزان بهبود، روزانه بیش از دوازده هزار لیتر مصرف آب برج را کاهش داده و همچنین تأثیر قابل ملاحظه ای در هزینه فن و برق مصرفی برج دارد. چون هر چه افت فشار بیشتر باشد، به همان نسبت نیز ابعاد فن باید بزرگ تر انتخاب گردد.

نتیجه گیری

در این مقاله، در یک برج در حال کار، تأثیر حرارتی انواع پکینگ ها مورد مطالعه قرار گرفت و دیده شد می توان با انتخاب یک پکینگ مناسب، میزان پرت آب و هم چنین افت فشار هوای عبوری از سطح پکینگ را به حداقل رساند. که این امر صرفه جویی قابل توجهی را در هزینه برق و آب مصرفی در یک نیروگاه یا هر واحد صنعتی که دارای برج خنک کننده است به همراه خواهد داشت.

فهرست علائم و نشانه ها

A	مساحت، m^2
A_i	مساحت بر واحد حجم، m^2/m^3
a	مساحت بر واحد حجم، m^2/m^3
d	دیفرانسیل
f	رطوبت مخصوص، g/kg of dry air
G	شار جرمی هوا، $kg/h m^2$
h	آنتالپی، kJ/kg
Hf	فاصله عمودی ریزش قطرات، m
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر آب، kJ/kg
I	انتگرال
K	ضریب انتقال جرم، $kg/h m^2$
L	شار جرمی آب، $kg/h m^2$
\dot{M}_w	دبی جرمی آب، kg/s
ND	تعداد طبقات هسته خنک کننده

Q	انتقال حرارت، w
\dot{q}	شار حرارتی، w/m^2
T_{db}	دمای حباب خشک هوا، °C
T_w	دمای آب، °C
T_{wb}	دمای حباب تر، °C
v	حجم بر واحد سطح، m^3/m^2
V	سرعت جریان هوا، m/s
\dot{V}_g	شار جرمی هوا، m^3/s
z	ارتفاع هسته خنک کننده، m
w	میزان پرت آب، kg/kg water
	علائم یونانی
λ	ضریب انتقال جرم، $kg/h m^2$
	زیر نویس
P	مشخصات هسته خنک کننده
in	شرایط ورودی
out	شرایط خروجی
w	آب
s	شرایط اشباع
g	هوا

مراجع

- [1].Walker,W.H. Lewis, W. K., MeAdams,W. H., and Gilliland , E. R., "Principles of Chemical Engineering",3rd ed , Mc GRAW-Hill,New York, (1923).
- [2].Merkel, F.,"VerdunstungskfJhlung",VDI Forschungsarbeiten, No.275 ,Berlin, (1925).
- [3] .Caytan,Y.," Validation of the two –dimensional numerical ‘STAR’ ,developed for cooling tower design" , Proc 3rd Cooling, (1982).
- [4].Halasaz, B., "Application of general non- dimensional mathematical model to cooling towers", International Journal of Thermal Science,Vol.38,pp.75-88, (1997).
- [5].Goshayshi, H.R., J.F. .Missenden and R.Tozer," Cooling Tower-An energy conservation resource", APPLIED Thermal Engineering, Vol 19,pp.1233-1235, (1999).
- [6].Milosavljevic N., Heikkila P., 2001, App. Therm. Eng., 21, 899-915.
- [7].Gharagheizi F., Hayati R., Shohreh F., 2007,Experimental Study On the performance On mechanical cooling tower with two type of Film packing. Energy conversion and Management, 48 , 277-280.
- [8].Lowe, H. J ., Christie, D. G. Heat transfer and pressure drop data On cooling tower packings and model studies of resistance of natural-draught towers to airflow proc Int Heat transfer conf Colorado (1961) part V, Paoer No.113,933-950.
- [9].Frass, P. A., Ozisik, M. N. Heat Exchanger design John wiley & sons , New York (1965).
- [10].A, K. M., Mohiuddin, K, Kant," Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers", Part II: "Fill and other design parameters", Int J. Refrig.Vol.19, No .1,pp.52-60, (1996).
- [11]. شرکت صنایع پایدار.