

افزایش ظرفیت گرمایی برجهای خنک کننده با تزریق گازهای احتراق

علی نوری*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(دریافت مقاله: ۱۳۷۶/۵/۵ - دریافت نسخه نهایی: ۱۳۷۶/۹/۱۸)

چکیده - در این مقاله اثر تزریق گازهای داغ دودکش دیگهای بخار نیروگاهی بر روی ظرفیت گرمایی برجهای خنک کننده مورد بررسی قرار گرفته است. جریان هوا در داخل برج بعد از عبور از مبدل‌های گرمایی در اطراف برج با گازهای داغ دودکش مخلوط شده و باعث افزایش دمای بیشتر هوای داخل برج می‌شود. در نتیجه با گرم شدن مجدد هوا مکش طبیعی برج افزایش می‌یابد. این افزایش مکش به دمای محیط و میزان گرم شدن مجدد هوا بستگی دارد. نتایج نشان می‌دهد که اثر گرم کردن مجدد هوا روی ظرفیت گرمایی برج در هوای گرم بیشتر از هوای سرد است.

Increasing Cooling Towers Heat Capacity by Flue Gas Introduction

A. Nouri

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology

ABSTRACT- *In this paper the changes in the heat capacity of cooling towers has been Investigated as a result of injecting combustion products of boilers. In the tower, the air is re-heated through mixing with hot flue gas after passing through the heat exchangers. As a result of this process, the draft of the cooling tower is increased. The additional produced draft depends on the ambient temperature and the amount of heating. The results of the study show that the heating process is more effective in the hot weather than in the cold weather.*

۱- مقدمه

شناوری هوای گرم بالای برج روی ظرفیت آن موثر است. شکل پلوم یا جت هوای خروجی از دهانه برج ابتدا همگرا سپس با ورود هوای اتمسفر به داخل آن واگرا می‌شود. انحنای

مکش طبیعی در برجهای خنک کننده از نوع هلر به عنوان نیروی حاکم عمل می‌کند. نه فقط نیروی شناوری هوای داخل بلکه نیروی

* دانشیار

فهرست علائم

A	مساحت	Re	عدد رینولدز	ϕ	نصف زاویه راس در قسمت مخروطی دودکش
c	گرمای ویژه	S	پارامتر فشار		
C	حاصلضرب گرمای ویژه در نرخ جرمی سیال	St	عدد استانتون	زیرنویسها	
d	قطر لوله‌های مبدل	T	دما	c	انقباض، گازهای احتراق
D	قطر برج	V	سرعت	co	قسمت مخروطی
f	ضریب اصطکاک	U	ضریب انتقال گرمای کلی مبدل	θ	انقباض همراه تغییر جهت
Fr	عدد فرود	W	عرض مبدل در جهت جریان	dj	انحراف جت هوا در خروج از مبدل
g	شتاب ثقل	X	محور مختصات در جهت محور مبدل	e	خروج، موثر
G	شار جرمی	α	نسبت سطح انتقال گرما به حجم مبدل	f	فین
h	ضریب انتقال گرما	Δ	اختلاف	i	ورود به برج، داخلی
H	ارتفاع برج	ε	نسبت انتقال گرمای واقعی به حداکثر مقدار آن	im	متوسط درمقطع خروجی از مبدل
K	ضریب افت فشار، ضریب هدایت گرمایی	η	راندمان مبدل	m	متوسط
\dot{m}	نرخ جرمی سیال	θ	نصف زاویه بین مبدلها	min	حداقل
P	فشار	μ	ویسکوزیته	o	خروج، خروجی
Pr	عدد پرانتل	ρ	چگالی	w	سیال آب، جداره لوله
\dot{Q}	نرخ انتقال گرما در مبدلهای گرمایی	σ	نسبت سطح آزاد جریان به سطح جلوی مبدل	xm	متوسط در مقطع $x=0$
R	مقاومت گرمایی			∞	اتمسفر

شایان ذکر است که تخلیه گازهای دودکش دیگ بخار از طریق برجهای خنک‌کننده به هوای محیط ولی بدون توجه به اثر آن روی ظرفیت گرمایی و عملکرد برج خنک‌کننده ایده‌ای است که به خاطر مزایای اقتصادی و محیط زیستی آن قبلاً توسط محققان پیشنهاد شده است [۴-۱]. دمای گازهای دودکش در حدود 160°C است و برحسب نوع سوخت دارای مشخصات فیزیکی مختلفی است. به لحاظ وجود ترکیبات آلاینده و گوگرد در بعضی از محصولات احتراق، تخلیه آنها به اتمسفر از طریق برجهای خنک‌کننده باعث کاهش غلظت مواد خروجی می‌شود. برای این کار گازهای دودکش را از قسمت پایین برج به داخل تزریق کرده و یا می‌توان لوله دودکش را مستقیماً از داخل آن عبور داد. سپس مخلوط گازهای دودکش و هوای داخل برج همراه با هم از دهانه برج خارج می‌شوند. البته تخلیه گازهای دودکش به محیط از طریق تزریق آنها به برج خنک‌کننده می‌تواند مشکلاتی را از نظر خوردگی برای پوسته و

خطوط جریان که توسط شتاب جت هوا در هنگام خروج از دهانه شکل می‌گیرد باعث ایجاد اختلاف فشار استاتیکی بین خط مرکزی جریان پلوم و محیط اطراف در همان ارتفاع می‌شود. این کاهش فشار نسبت به فشار اتمسفر و در همان ارتفاع باعث تشدید مکش خواهد شد.

چون افزایش اختلاف دما یا به عبارت دیگر اختلاف چگالی بین هوای داخل و هوای اتمسفر باعث افزایش مکش برج می‌شود از این‌رو گرم کردن مجدد هوا بعد از عبور از مبدلهای گرمایی، روشی برای افزایش مکش برج است. روش گرم کردن مجدد هوا را می‌توان با انتقال گرما بین هوای داخل و سطح لوله دودکشی که از داخل برج خنک‌کننده عبور داده می‌شود و یا توسط مخلوط کردن آن با گازهای داغ انجام داد (شکل ۱). گازهای داغ می‌توانند گازهای دودکش یک دیگ بخار نیروگاهی یا مستقیماً محصولات احتراق یک سوخت باشند.

صرف نظر می شود [۵]. درحالی که مدل نیم تجربی مجومیدار و همکارانش [۶] اختلاف فشاری را بین این دو نقطه نشان می دهد. براساس این مدل مقدار اختلاف فشار به شرایط خروجی هوا از برج بستگی داشته و تحت شرایط خاصی برحسب اختلاف چگالی هوای داخل و خارج برج بیان می شود. برلینر [۷] به نقش مهمتر مکش ایجاد شده توسط پلوم توجه کرده است و پیشنهاد می کند که این مکش حتی برای به جریان انداختن هوا از بین مبدلها کافی است. دراین مقاله اثر گرم کردن مجدد هوا بعد از عبور از مبدلهای گرمایی روی عملکرد برج که خود روی توزیع سرعت خروجی پلوم اثر دارد بررسی شده است. تغییر توزیع سرعت خروجی پلوم تاثیر قابل ملاحظه ای روی ضرایب انرژی جنبشی و افت فشار خروجی پلوم دارد.

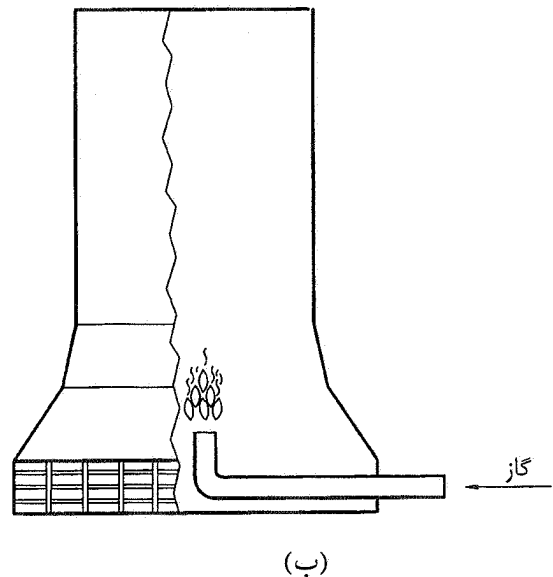
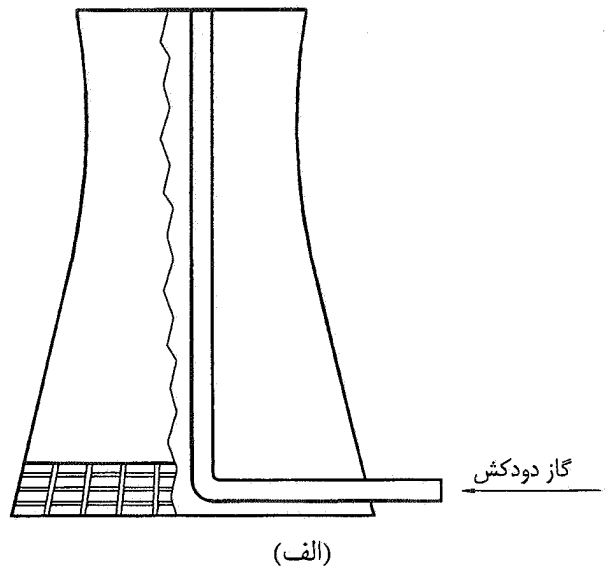
پوسته برجهای خنک کننده به شکل هذلولی یا استوانه ای ساخته می شوند و مبدلهای گرمایی می توانند به صورت افقی روی سطح زمین و در داخل برج یا در قسمت ورودی هوا به صورت قائم و در اطراف محیط برج با یک آرایش V شکل قرار گیرند (شکل ۲).

۲- معادلات حاکم

۱-۲ افت فشار

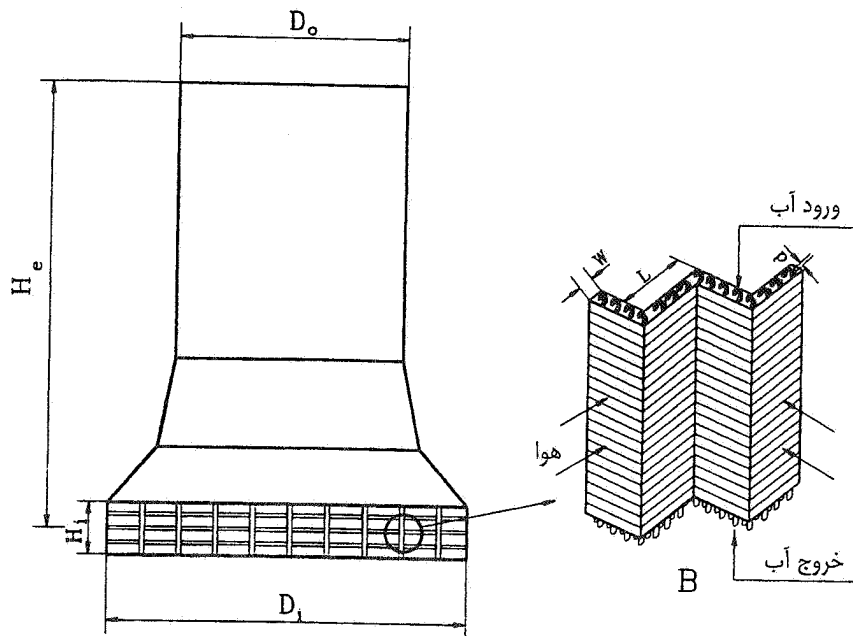
ابتدا جریان موربی را نسبت به دسته مبدلهای گرمایی با آرایش V شکل که در اطراف محیط برج قرار گرفته اند در نظر می گیریم (شکل ۳). زاویه راس بین مبدلها 2θ است. کل افت فشار جریان هوا هنگام عبور از برج شامل افت فشار هنگام عبور از مبدلهای گرمایی، افت فشار در اثر تغییر جهت هوا بعد از عبور از مبدلها، افت فشار ناشی از تغییر انرژی جنبشی هوا هنگام ورود به داخل برج و نهایتاً افت فشار در قسمت دودکش برج است. افت فشار جریان هوا در حین عبور از مبدلها شامل افت فشار ورودی، افت فشار ناشی از شتاب هوا، افت اصطکاکی و افت خروجی که طبق پیشنهاد کیس و لندن [۸] به صورت زیر خلاصه می شود

$$\Delta P_1 = \frac{G^2}{\gamma \rho_\infty} \left[(K_\theta + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_i} - 1 \right) + f_f \frac{A}{A_{\min}} \frac{\rho_\infty}{\rho_m} + (K_e - 1 + \sigma^2) \frac{\rho_\infty}{\rho_i} \right] \quad (1)$$



شکل ۱- نحوه گرم کردن مجدد هوای داخل برج. (الف) عبور دودکش بویلر از داخل برج (ب) احتراق یک سوخت گازی یا تزریق گازهای داغ به داخل برج

تجهیزات فلزی که در تماس مستقیم با گازها هستند خصوصاً در برجهای نوع تر ایجاد کند. از این رو هنگام استفاده از این روش سطوح و تجهیزات فلزی برج نیاز به مراقبت درمقابل با خوردگی دارند. نظرات مختلفی درمورد تاثیر پلوم خروجی روی عملکرد برج در شرایط هوای ساکن وجود دارد. در طراحی معمولاً از اختلاف فشار بین هوا در سطح خروجی برج با هوای آزاد در همان ارتفاع



شکل ۲- شمای مبدل‌های گرمایی در اطراف محیط برج خشک با مکش طبیعی

$$K_c = \frac{\left(\frac{1}{\sigma_c} - 1\right)^2}{\sigma_{p1}^2} \quad (4)$$

که در آن $\sigma_{p1} = \frac{A_p}{A_1}$ است (شکل ۴).
ضریب انقباض براساس داده‌های رز [۱۲] برابر است با

$$\begin{aligned} \sigma_c = & /6145 + /0457\sigma_{p1} - /3367\sigma_{p1}^2 \\ & + /4083\sigma_{p1}^3 + 2/672\sigma_{p1}^4 \quad (5) \\ & - 5/9632\sigma_{p1}^5 + 3/5539\sigma_{p1}^6 \end{aligned}$$

افت فشار جریان هوا بعد از عبور از مبدلها شامل دو قسمت است. قسمت اول ناشی از تغییرجهت هواست که با اختلاف فشار کلی بین مقطع خروجی مبدل و مقطع $X=0$ برابر است (شکل ۳)

$$\Delta P_p = \frac{K_{dj}}{2} \rho_i V_{im}^2 \quad (6)$$

ضریب افت فشار ناشی از تغییر جهت جریان برای مبدلهایی با آرایش V شکل دریک کانال طویل طبق پیشنهاد کوتز و همکارانش [۱۰] برابر است با

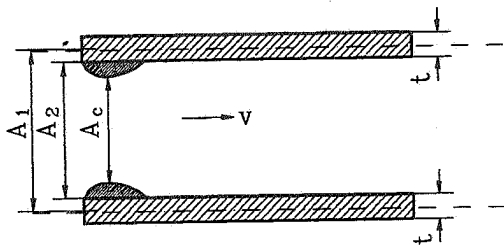
که در آن $G = \rho_i V_{im} / \sigma$ و V_{im} سرعت متوسط هوا در سطح خروجی مبدل است. مهندس [۹] معادله زیر را برای ضریب افت فشار یک جریان مورب به صورت زیر پیشنهاد کرد.

$$K_\theta = \left[K_c^{\cdot 5} + \frac{1}{\sin \theta} - 1 \right]^2 \quad (2)$$

چون خطوط جریان بعد از عبور از مبدل مسیر منحنی را طی می‌کنند بنابراین زاویه راس بین مبدلها با متوسط زاویه حمله تفاوت داشته به طوری که در معادله بالا زاویه متوسط θ_m جایگزین زاویه θ می‌شود. کوتز و همکارانش [۱۰] معادله زیر را براساس داده‌های تجربی مهندس بین این دو زاویه که هر دو برحسب درجه تعریف می‌شوند به صورت زیر به دست آوردند.

$$\theta_m = /0019\theta^2 + /9133\theta - 3/1558 \quad (3)$$

ملاحظه می‌شود که با کاهش θ انحراف θ_m از θ بیشتر می‌شود. ضریب افت فشار در اثر انقباض براساس سرعت جریان آزاد طبق پیشنهاد کیس [۱۱] برابر است با



شکل ۴- شمای انقباض جریان آزاد هوا از بین فین‌های صفحه‌ای

ضریب افت جریان هوا در قسمت مخروطی برج براساس داده‌های بیک [۱۴] برابر است با:

$$K_{Co} = 0.004\phi + 0.12 \quad \text{اگر } 10 < \phi \leq 47 \quad (الف)$$

$$K_{Co} = 0.0013\phi + 0.243 \quad \text{اگر } 47 < \phi \leq 80 \quad (ب)$$

ϕ برحسب درجه و نصف زاویه راس در قسمت مخروطی دودکش است. ضریب افت فشار جریان هوا هنگام خروج از برج براساس نتایج پیریو و همکارش [۱۵] برابر است با

$$K_o = 0.129 \left(\frac{D_o}{D_i} Fr_D \right)^{-1} - 0.144 \left(\frac{D_o}{D_i} Fr_D \right)^{-1/5} \quad (11)$$

که در آن Fr_D عدد فرود و به صورت زیر تعریف می‌شود

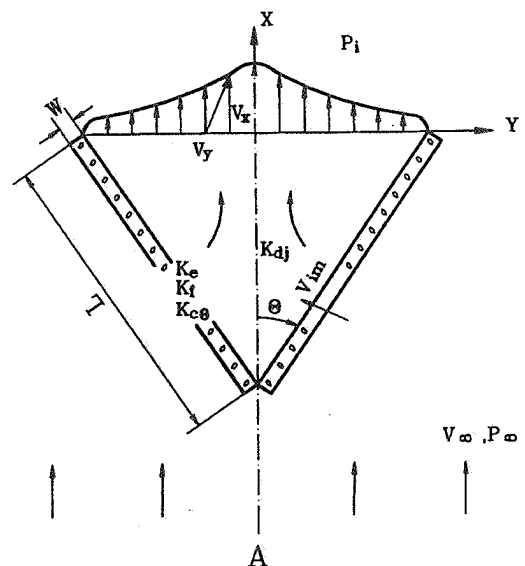
$$Fr_D = \frac{\rho_o}{\rho_\infty - \rho_o} \frac{V_o^2}{g D_o} \quad (12)$$

حال اگر میزان گرم شدن مجدد هوای داخل برج توسط تزریق گازهای داغ به میزان $\Delta T = T_o - T_i$ در نظر گرفته شود در این صورت نرخ جرم گازهای داغ برابر است با

$$\dot{m}_c = \frac{C_o T_o - C_i T_i}{C_c T_c - C_o T_o} \dot{m}_i \quad (13)$$

\dot{m} نرخ جرمی، T دما، C گرمای ویژه و اندیسهای c ، i و o به ترتیب مربوط به گازهای احتراق و هوای ورودی و خروجی است. بدین ترتیب با در نظر گرفتن افت فشار در قسمت‌های مختلف برج، کل افت فشاری که جریان هوا هنگام عبور از برج خنک‌کننده با آن مواجه است برابر است با

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (14)$$



شکل ۳- شمای مقطع مبدلها نسبت به یکدیگر و الگوی مسیر عبور جریان هوا از داخل آنها

$$K_{dj} = \exp \left(5/323 - 1/2290 + 4/193 \right) \times 10^{-3} \theta^2 - 4/0.82 \times 10^{-5} \theta^3 \quad (7)$$

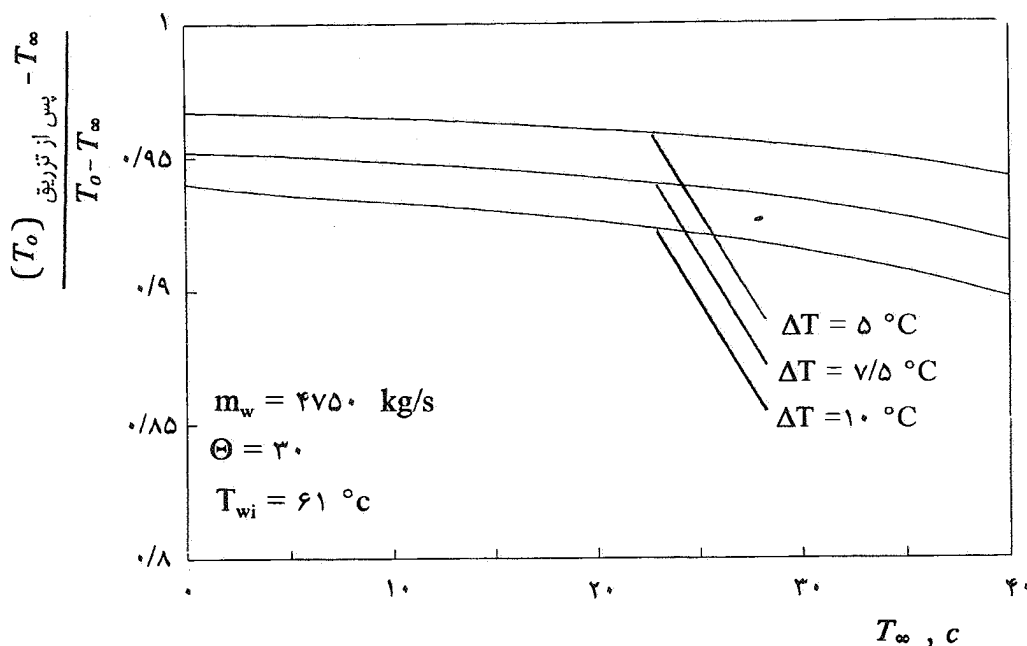
قسمت دوم افت فشار ناشی از افت انرژی جنبشی هوا در هنگام ورود به بخش مرکزی برج است

$$\Delta P_3 = \frac{K_i}{\gamma} \rho_x V_{xm}^2 = \frac{K_i}{\gamma} \rho_i \left(\frac{V_{im}}{\sin \theta} \right)^2 \quad (8)$$

V_{xm} سرعت متوسط سیال در مقطع $x=0$ است. با توجه به بقای جرم و شکل هندسی مبدل بین دو مقطع که سرعت متوسط هوا در آنها V_{im} و V_{xm} است به سادگی می‌توان معادله $V_{xm} = V_{im} / \sin \theta$ را نتیجه گرفت. ون‌آرد و همکارش [۱۳] مقدار $K_i = 1/9874$ را در محدوده $20 < \theta \leq 35$ پیشنهاد کردند.

آخرین قسمت افت فشار مربوط به جریان هوا در قسمت دودکش برج است که شامل افت فشار در اثر تغییر سطح مقطع در قسمت مخروطی برج، افت اصطکاکی و افت خروجی از برج است که به صورت زیر خلاصه می‌شود.

$$\Delta P_4 = \left(K_{Co} + f \frac{H_e}{D_o} + K_o \right) \frac{\rho_o V_o^2}{\gamma} \quad (9)$$



شکل ۵- نسبت اختلاف دمای هوای عبوری از مبدل‌های گرمایی با دمای محیط بعد به قبل از تزریق گازهای دودکش به داخل برج

$$S_f = \left(K_{co} + f \frac{H_e}{D_o} + K_o \right) \frac{T_o}{T_\infty} \quad (16-d)$$

$$\times \left[\frac{A_i (C_c T_c - C_i T_i)}{A_o (C_c T_c - C_o T_o)} \right]^2$$

۲-۲- انتقال گرما

با استفاده از معادله‌های ϵ -NTU دمای هوا بعد از عبور از مبدل‌های گرمایی به صورت زیر به دست می‌آید

$$T_i = T_\infty + \frac{\epsilon C_{\min}}{\dot{m}_i C_i} (T_{wi} - T_\infty) \quad (17)$$

به طور مشابه دمای آب خنک‌شونده بعد از عبور از لوله‌های مبدل مطابق معادله بالا به دست می‌آید. ضریب انتقال گرمای کلی مبدلها برای محاسبه $NTU = UA/C_{\min}$ برابر است با

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{\eta_o h_o A} \quad (18)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta) \quad (19)$$

از طرف دیگر کل این افت فشار باید توسط فشار استاتیکی ناشی از اختلاف چگالی بین هوای داخل و خارج برج تأمین شود. در این صورت با به‌کارگیری معادله‌های ۱، ۶، ۸ و ۹ و معادله $\rho_i A_i V_{im} = \dot{m}_i \sin \theta$ و همچنین با فرض پیروی رفتار هوا از قانون گاز کامل نتیجه معادله ۱۴ به شکل بدون بعد زیر، خلاصه می‌شود

$$\int_0^1 \left(1 - \frac{T_\infty}{T} \right) d \left(\frac{Z}{H_e} \right) = \frac{S_1 + S_2 + S_3 + S_f}{\gamma g H_e} \left(\frac{\dot{m}_i}{\rho_\infty A_i} \right)^2 \quad (15)$$

پارامترهای S_1, S_2, S_3 و S_f به ترتیب مربوط به ضرایب افت فشار $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3$ و ΔP_f هستند و به صورت زیر تعریف می‌شوند

$$S_1 = \left[\frac{K_\theta - 1 - \sigma^2}{\sigma^2} + f_f \frac{A}{\gamma A_{\min} \sigma^2} \right] \quad (16-f)$$

$$\left[1 + \frac{T_i}{T_\infty} \right] + \frac{K_e + 1 + \sigma^2}{\sigma^2} \frac{T_i}{T_\infty} \Big] S_i \sin \theta$$

$$S_2 = K_{dj} \frac{T_i}{T_\infty} S_i \sin \theta \quad (16-b)$$

$$S_3 = K_i \frac{T_i}{T_\infty} \quad (16-c)$$

راندمان فین، A کل سطح انتقال گرما در سمت هوا، A_f مساحت سطح فین، A_o و A_i به ترتیب سطوح داخلی و خارجی لوله‌های مبدل است. ضریب انتقال گرما و ضریب اصطکاک در سمت هوا برای مبدل‌های گرمایی از نوع لوله‌های تخت فین‌دار با استفاده از داده‌های کیس و لندن [۸]، به ترتیب از معادله‌های زیر قابل محاسبه‌اند

$$St_f Pr^{\frac{1}{3}} = 1.49 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (20)$$

$$f_f = 6.32 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (21)$$

که در آن $Re = \frac{4 \dot{m}_i \sin \theta}{\alpha_i \mu_i A_f}$ است.

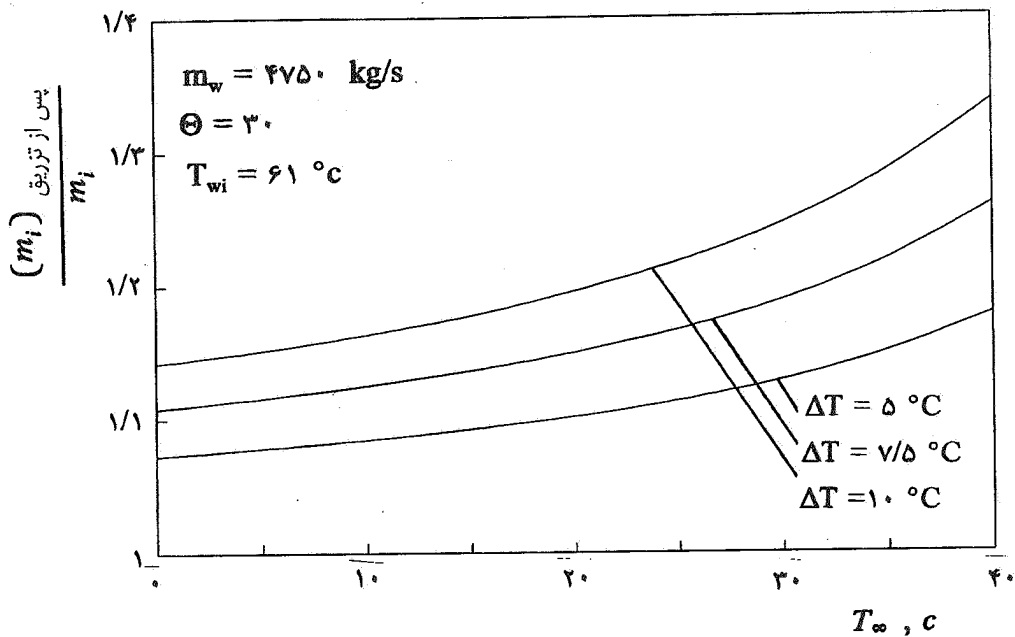
برای شروع حل مسئله با استفاده از یک برنامه کامپیوتری که به زبان فورترون نوشته شده است، ابتدا مقدار اولیه‌ای برای جرم هوای ورودی به برج حدس زده می‌شود. سپس با استفاده از معادله ۱۷ دمای هوا بعد از عبور از مبدل‌ها به دست می‌آید. جرم گازهای داغی که باید از قسمت پایین به داخل برج تزریق شود تا دمای هوا را بعد از عبور از مبدل‌ها به میزان ΔT ($T_o = T_i + \Delta T$) افزایش دهد از معادله ۱۳ محاسبه خواهد شد. در نهایت معادله ۱۴ برای محاسبه نرخ جرم هوا، \dot{m}_i ، حل می‌شود. در صورت وجود اختلاف بین مقدار محاسبه شده \dot{m}_i و حدس اولیه آن مجدداً روش فوق تارسیدن به یک جواب قابل قبول تکرار می‌شود.

۳- نتایج و بحث

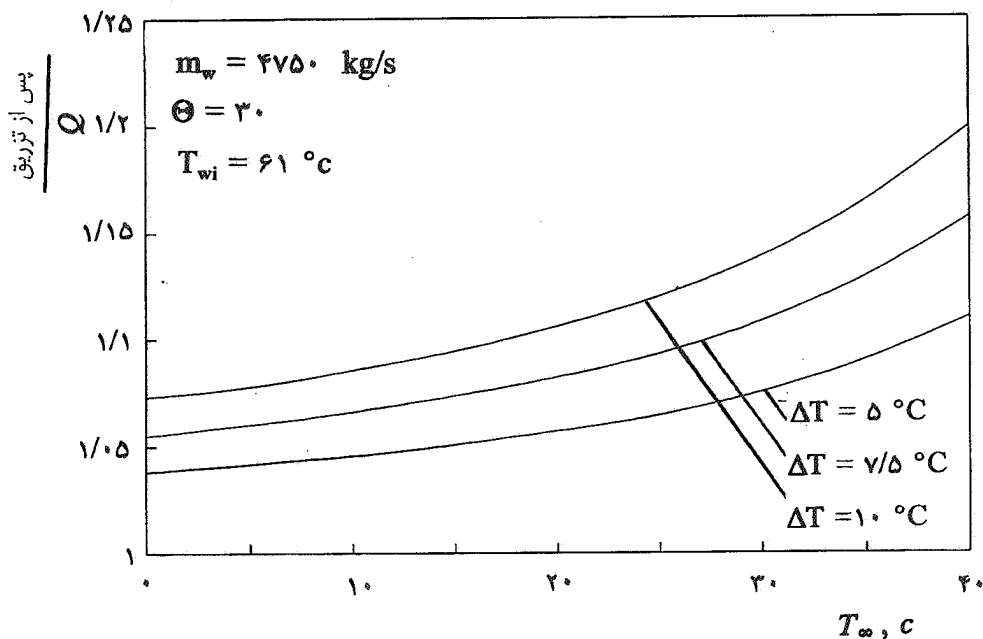
نتایج حل معادله‌های بالا برای یک برج خنک‌کننده خشک استوانه‌ای با مکش طبیعی و به ارتفاع ۱۲۰ متر که دارای قطرهای ۵۵ و ۸۳ متر به ترتیب در بالا و پایین برج است با مبدل‌های گرمایی از نوع لوله‌ای تخت فین‌دار در شکل‌های (۵) تا (۹) نشان داده شده است. شکل (۵) اختلاف تغییرات دمای هوای خروجی از مبدل‌ها را برحسب دمای محیط نشان می‌دهد. در این شکل محور عمودی توسط دمای هوای خروجی از مبدل‌ها در حالت بدون تزریق گاز به برج بدون بعد شده است. این تغییرات برای حالت‌های $\Delta T = 5, 7, 10$ در شکل نشان داده شده است. T_o و $(T_o)_{af.inj.}$ معرف دمای هوا بعد از عبور از مبدل‌هاست که به ترتیب مربوط به حالت‌های بدون تزریق گاز و با تزریق و قبل از

مخلوط شدن با گازهای داغ است. اختلاف دما بین ورود و خروج هوا در حالت تزریق از دو قسمت تشکیل شده است. یک قسمت مربوط به اختلاف دمای هوا هنگام عبور از مبدل‌های گرمایی $(T_o)_{af.inj.} - T_\infty$ است که در آن انتقال گرما بین آب خنک شونده و هوا صورت می‌گیرد. قسمت دیگر مربوط به گرم کردن مجدد هوا از طریق احتراق یا مخلوط کردن آن با گازهای داغ دودکش است. علت کوچک بودن $T_o - T_\infty$ نسبت به $(T_o)_{af.inj.} - T_\infty$ است. به دلیل افزایش نرخ هوای عبوری از مبدل‌هاست که خود با افزایش مکش زیاد شده و در شکل (۶) دیده می‌شود. به عنوان مثال هنگامی که هوا مجدداً به اندازه $\Delta T = 5^\circ C$ گرم می‌شود این نسبت در محیط صفر درجه 0.97 و در محیط $35^\circ C$ تقریباً 0.95 است. در حالی که اختلاف دمای هوا بعد از مخلوط شدن $(T_o)_{af.inj.} - T_\infty$ بزرگتر از اختلاف دمای هوا در حالت بدون تزریق $(T_o - T_\infty)$ بوده و در این حالت خود باعث افزایش مکش خواهد شد. شکل (۶) تغییرات جرم هوای عبور از برج برحسب دمای محیط نشان می‌دهد. در این شکل محور عمودی نسبت جرم هوای ورودی به برج را در حالت تزریق و بدون تزریق گازهای داغ نشان می‌دهد. به عنوان مثال با گرم کردن مجدد هوا به میزان $\Delta T = 5^\circ C$ از شکل (۶) افزایش نرخ جرم هوا در محیط صفر درجه 7 درصد و در دمای محیط $35^\circ C$ حدود 15 درصد است.

چون ظرفیت گرمایی برج خنک‌کننده متناسب با حاصلضرب نرخ جرم عبور هوا در افزایش دمای هوا هنگام عبور از مبدل است لذا با استفاده از نتایج شکل‌های (۵) و (۶) به راحتی می‌توان تغییرات ظرفیت گرمایی برج را برحسب دمای محیط به دست آورد که نتیجه کار در شکل (۷) نشان داده شده است. این شکل تغییرات نسبت ظرفیت گرمایی برج را در دو حالت همراه با تزریق و بدون تزریق گاز نشان می‌دهد. با توجه به نتایج شکل ملاحظه می‌شود که ظرفیت گرمایی برج یک رشد فزاینده را نسبت به دمای محیط نشان می‌دهد. از این رو گرم کردن مجدد هوا باعث افزایش نرخ انتقال گرما بین آب خنک شونده و هوا یا در واقع بین سیال‌های گرم و سرد شده است. شکل (۷) نشان می‌دهد که با گرم کردن مجدد هوا به عنوان مثال به میزان $\Delta T = 5^\circ C$ افزایش تغییر ظرفیت گرمایی برج خنک‌کننده در هوای صفر درجه تقریباً 4 درصد و در هوای $35^\circ C$ برابر 9 درصد است. البته با



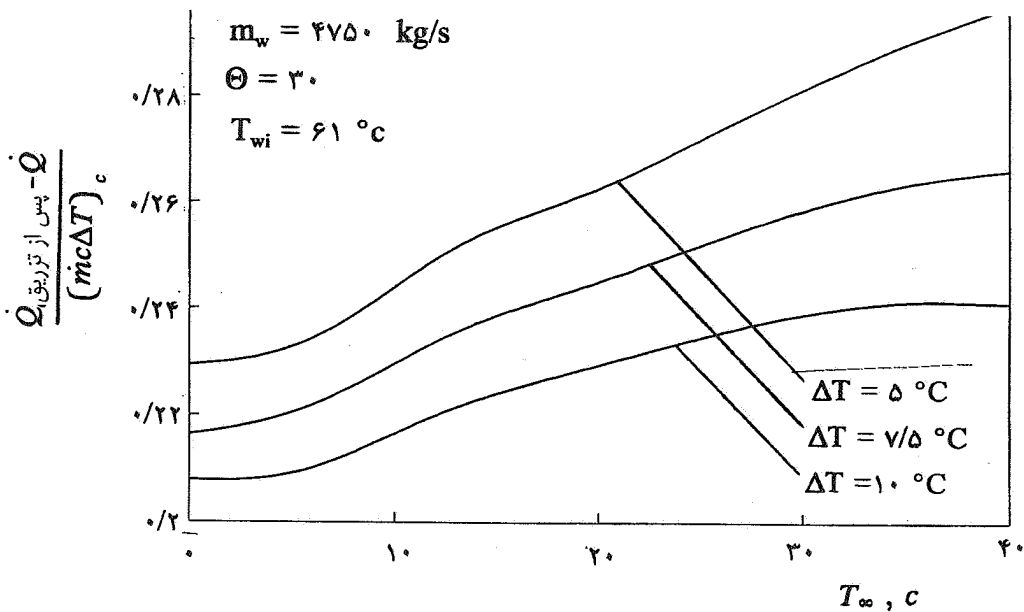
شکل ۶- نسبت جرم عبوری هوا از برج بعد به قبل از تزریق گازهای دودکش به داخل برج



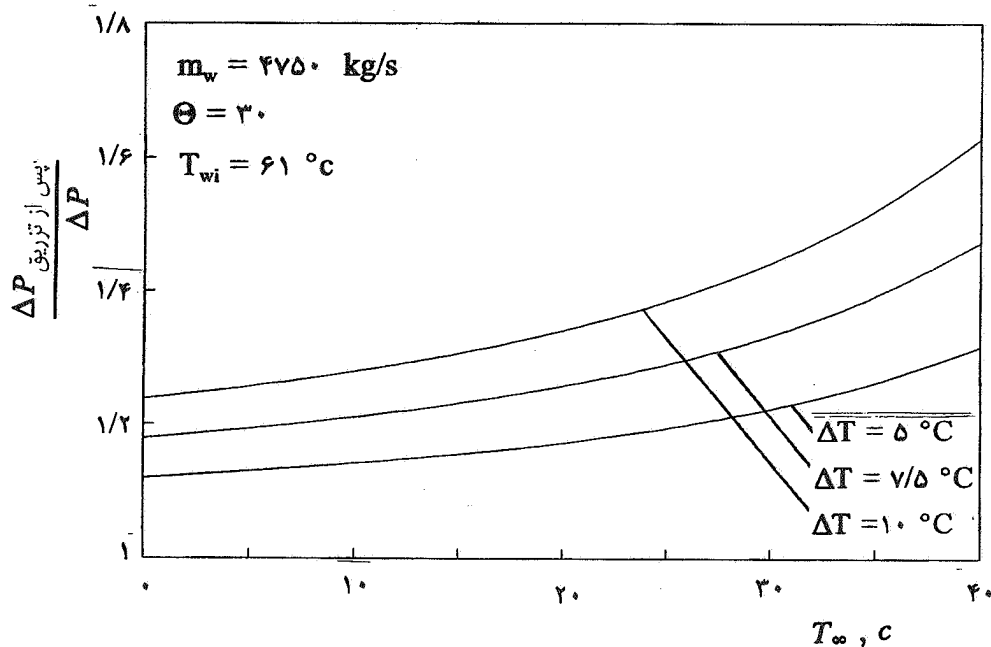
شکل ۷- نسبت ظرفیت گرمایی برج بعد به قبل از تزریق گازهای دودکش به داخل برج

تزریق گاز و بدون تزریق نسبت به اختلاف دمای آب ورودی و خروجی درحالتی که تزریق گاز وجود ندارد مشابه شکل (۷) خواهد بود. میزان انرژی جذب شده از گازهای تزریقی که تواماً صرف افزایش دما و همچنین صرف افزایش دبی جرمی هوا شده برابر با

ثابت بودن نرخ جرم آب خنک شونده ورودی به برج افزایش ظرفیت گرمایی برج باعث کاهش بیشتری در دمای آب خروجی می شود. در وضعیتی که نرخ جرم آب ورودی به برج ثابت فرض می شود تغییر در دمای خروجی آب خنک شونده بین دو حالت مختلف یعنی همراه



شکل ۸- درصد گرمای قابل حصول از گازهای احتراق در افزایش ظرفیت گرمایی برج



شکل ۹- نسبت مکش برج بعد به قبل از تزریق گازهای دودکش به داخل برج

می شود نسبت افزایش ظرفیت گرمایی برج به انرژی جذب شده از گازهای تزریقی در محیط صفر درجه ۲۳ درصد و در محیط ۳۵°C برابر ۲۹ درصد است. به عبارت دیگر فقط ۲۳ و ۲۹ درصد از انرژی گرمایی گاز صرف افزایش ظرفیت گرمایی برج به ترتیب در محیط صفر درجه و ۳۵°C شده است. نسبت مکش برج در دو حالت همراه با تزریق گاز و بدون تزریق

حاصل ضرب نرخ جرمی گازهای تزریقی در اختلاف انتالپی ورودی و خروجی آنها از برج است. از طرفی با استفاده از نتایج شکل (۷) در مورد افزایش ظرفیت گرمایی برج می توان درصد انرژی جذب شده از گازهای تزریقی را که صرف افزایش ظرفیت برج شده است به دست آورد که نتایج آن در شکل (۸) نشان داده شده است. از این شکل ملاحظه می شود موقعی که هوا مجدداً به میزان $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ گرم

۴- نتیجه گیری

شایان ذکر است به علت گرم شدن هوای محیط، عملکرد برجهای خنک کننده در فصلهای گرم کاهش یافته و بعضی اوقات ممکن است ظرفیت گرمایی برج به کمتر از مقدار لازم برای خنک کردن آب ورودی به برج برسد. لذا نتایج بالا نشان می دهد در چنین حالتی با گرم کردن مجدد هوا ظرفیت گرمایی برج را می توان افزایش داد که خود در رفع این مشکل کمک بزرگی است. افزایش ظرفیت گرمایی برج به دمای محیط بستگی دارد و میزان آن درصدی از انرژی گرمایی است که صرف گرم کردن هوا می شود.

نیز در شکل (۹) ظاهر شده است. نتیجه شکل نشان می دهد در صورتی که هوا بعد از عبور از مبدلها مجدداً به اندازه $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ گرم شوند افزایش مکش برج در محیط صفر و 35°C به ترتیب ۱۲ و ۲۶ درصد است. مشاهده می شود که در یک دمای معین محیط درصد افزایش مکش برج به مراتب بیشتر از درصد افزایش نرخ جرم هوای عبوری و همچنین درصد افزایش ظرفیت گرمایی برج است. علت این اختلاف به خاطر متناسب بودن مکش برج و ظرفیت گرمایی به ترتیب با توان دوم و اول نرخ جرم هواست که از معادله های ۱۵ و ۱۷ مشهود است.

مراجع

1. Cooling Nemeth, G., "Flue Gas Discharge Via Dry Towers," *Proceedings of the 9th Cooling Tower and Spraying Pond Symposium*, IAHR, Belgium, 1994.
2. Kurutz, G., "Flue Gas Discharge Via Cooling Towers: Waste Heat Utilization and Environmental Benefits," *Proceedings of the 8th International Power System Conference*, Tehran, 1993.
3. of Petzel, H. and Esche, M., "6 Years Operational Experience Desulphurized Cooling Tower Discharge of Flue Gas," *Proceedings of the Conference*, Pisa, 1988. *International Cooling Tower*
4. Bodas, J. and Palfalvi, G., "Combination of Stack and Dry Spraying Towers Plants," *Proceedings of the 7th Cooling Tower and IAHR, Leningrad, Pond Symposium*, 1990.
5. Moore, F.K., *Dry Cooling Tower, Advances in Heat Transfer*, Vol. 12, Academic Press, 1976.
6. the Majumdar, A.K., Singhal, A.K., and Bartz, J.A., "Effect of Tower, " Plume on the Performance of a Natural Draft Cooling Falls, No. AIChE Symposium Series, Heat Transfer-Niagara 80, 1984. 236, Vol.
7. Berliner, P., *Gegenwartige Kühlturmtechnik, Warme Band*, Heft3, 1980.
8. ed., Kays, W.M., and London, A.L., *Compact Heat Exchanger*, 2nd McGraw-Hill, New York, 1964.
9. " Ph.D. Mohandes, M.A., "The Flow Through Heat Exchanger Banks, Oxford., 1979. Thesis, University of Oxford., 1979.
10. Kotze, J.C.B., Bellstedt, M.O. and Kroger, D.G., "Pressure Tube Drop and Heat Transfer Characteristics of Inclined Finned Heat Exchanger Bundles, " *Proceedings of the 8th 1986. International Heat Transfer Conference*, San Francisco,
11. Kays, W.M., "Loss Coefficients for Abrupt Changes in Flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in Single and Multiple Tube System, " *Trans. ASME*, Vol. 72, No.8, pp. 1067-1074, 1950.
12. Rouse, H. *Elementary Mechanics of Fluids*, John Wiley, New York, 1949.
13. Van Aarde, D.J. and Kroger, D.G., " Flow Losses Through an Array of A-Frame Heat Exchanger," *Journal of Heat Transfer Engineering*, Vol. 14, No.1, pp.43-51, 193.
14. Wiley Beek, W.I., and Muttzall, K.M.K., *Transport Phenomena*, Interscience, London, 1975.
15. Preez, A.F. and Kroger, D.G. "The Influence of a Buoyant Plume on the Performance of a Natural Draft Cooling Pond Tower, " *Proceedings of the 9th Cooling Tower and Spraying IAHR, Symposium*, Belgium, 1994.