

بررسی خواص ترموفیزیکی بر عملکرد برجهای خنک کننده

ید الله سقاپور، امیر حسین قندی، داوود عشوری
دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد گچساران

چکیده

برای محاسبه چگونگی عملکرد برجهای خنک کننده به پارامترهای دمای ورودی آب - دمای تخلیه - شعاع متوسط قطرات آب، سرعت متوسط هوا درون برج سرمایش، شدت ریزش یک قطره، ارتفاع ریزش قطرات و تمامی پارامترهای ترموفیزیکی نظیر ویسکوزیته، دانسیته، ظرفیت حرارتی و سایر پارامترها احتیاج می باشد. این خواص تابع دما، فشار و شرایط عملکرد برج است. در این تحقیق مدل ریاضی عملیات برج های خنک کننده با فن مکانیکی مورد نظر بوده و این مدل یک مسئله شرط مرزی است که پنج معادله را در بر گرفته و تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد برج بررسی گردیده است

۱- مقدمه

استفاده از برج های غیر همسو Mechanical-draft drip-type cooling به علت سرمایش پایدار و زیاد در آب گردشی در صنعت بسیار رایج است. این نوع برج ها از قسمت های اصلی همچون چهارچوب، توزیع کننده آب، جمع کننده آب و حوض جمع آوری و نیز فن مکنده الکتریکی (القای) تشکیل شده است [۱]. در برج فوق از اطلاعات برج دودکشی به دلیل مشابه بودن برخی از پارامترها، استفاده می کنیم. همچنین فرض می کنیم که سوراخ های نازل ها با هم برابر و براساس آن قطرات ایجاد شده دارای قطر یکسان هستند. و قطرات آب در تمام سطح مقطع برج به طور یکنواخت و یکسان توزیع می شوند. معادلات شرط مرزی برای تبخیر آب و انتقال حرارت جابه جایی با هوای سرد به عنوان دو عامل گرمایی متحرک در مسیرهای خلاف جهت حل شده اند. جریان هوا یک بعدی و با سرعت متوسط در حرکت u است و در هوا فقط رطوبت و دما تغییر می کند. و نیز فاصله بین قطرات بزرگتر از قطر آنها می باشد [۲].

فرآیندهای تبادل جرم و حرارت به جریان های جرمی مخصوص آب (Q_w) و هوا (Q_a)، دمای هوای ورودی (T_{a0})، رطوبت جریان هوا ورودی به برج (Ψ)، دمای آب ورودی (T_{w0}) و سرعت باد و نیز فشار اتمسفریک وابسته است. ضرایب دیگر را در هوا و آب ثابت در نظر می گیریم [۳].

بازده سرمایش تبخیری توسط پارامتر بدون بعد η مشخص شده است:

$$\eta = \frac{T_{w0} - T_{wf}}{T_{w0} - T_{lim}} \quad (1)$$

در تبخیر سرمایشی T_{lim} را می توان بر اساس دمای هوای ورودی و رطوبت نسبی آن محاسبه کرد. مقدار T_{lim} برابر با دمای حباب مرطوب ترمومتر است که از معادله زیر محاسبه می شود:

$$\Psi = \frac{\bar{p}}{p^s} \quad (2)$$

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3)$$

$$\Psi = \frac{\bar{p}}{p^s} \frac{RT}{RT} \quad (4)$$

$$\rho_{S(T_a)} \Psi = \rho_{S(T_{lim})} \quad (5)$$

$$\eta = F(Q_w / Q_a, H/R, (T_{a0} - T_{w0}) / (T_{w0} - T_{lim})) \quad (6)$$

F تابعی از آرگومان های بدون بعد است. با توجه به شکل F امکان کاهش حجم محاسبات تئوری و تجربی را فراهم می آورد.

۲- مدل ریاضی

در حین بالا رفتن جریان هوا- بخار، دما و رطوبت آن افزایش می یابد. قطره در سقوط آزاد، همزمان تبادل حرارت و جرم را انجام می دهد. بنابراین دمای قطرات ریزان کاهش می یابد. همچنین از جرم و شعاع قطرات کم می شود. حداقل اندازه قطر قطرات در فرآیند سرمایش تبخیری وابسته به رشد شدت جریان هوا u است که بعداً در مورد حداقل و حداکثر اندازه قطرات بحث خواهد شد.

با توجه به فرض یکسان بودن شعاع همه قطرات، معادله زیر تغییرات شعاع هر یک از قطرات ($R(z)$) را به واسطه تبخیر بیان می کند [۴].

معادلات انتقال جرم قطره:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= -N_A S_A M_A \\ \frac{4}{3} \pi R^2 \rho_w \cdot \frac{dR}{dt} &= -4 \pi R^2 N_A M_A \\ \frac{dR}{dt} &= -\frac{N_A M_A}{\rho_w} \end{aligned} \quad (7)$$

در تبخیر آب در هوا، مولکول های آب به داخل هوا نفوذ می کنند و موجب انتقال جرم و حرارت می شود [۵]. ولی نفوذ هوا در قطره بسیار ناچیز است بنابراین شدت نفوذ هوا در قطره را برابر صفر فرض می کنیم (فرض عدم انحلال گاز در مایع در حالت پایدار) و خواهیم داشت:

$$N_B = N_{Air} = 0$$

$$N_A = N_{Water} = \text{Const.}$$

به عبارتی می توان نوشت:

$$\frac{N_A}{N_A + N_B} = 1$$

$$N_A = \frac{D_{AB} P_t}{RTz P_{BM}} (P_{S(T_W(z))} - P_{(z)}) M_A$$

$$N_A = \frac{D_{AB} P_t}{z P_{BM}} (\rho_{S(T_W(z))} - \rho_{(z)}) \quad (8)$$

با جایگزینی N_A :

$$\frac{dR}{dt} = - \frac{M_A}{\rho_W} \frac{D_{AB} P_t}{z P_{BM}} (\rho_{S(T_W(z))} - \rho_{(z)})$$

$$\frac{dR}{dt} = - \frac{\gamma_{(Re)}}{\rho_W} (\rho_{S(T_W(z))} - \rho_{(z)})$$

$$\frac{dR}{dz} = - \frac{\gamma_{(Re)} (\rho_{S(T_W(z))} - \rho_{(z)})}{\rho_W v(z)} \quad (9)$$

همانطور که می دانیم سقوط قطرات بر اثر نیروی گرانشی و نیروی آئرو دینامیکی درآگ انجام می گیرد. معادله شرح دهنده تغییرات شدت ریزش قطرات $V(z)$ بصورت زیر است (توجه کنید که برای برج های فوق الذکر، محاسبه حرکت شتابی قطرات مهم است [۶-۷]). اهمیت این موضوع هنگامی است که شدت ریزش قطرات به حالت پایدار ریزش نرسد.

معادلات حرکت ذره:

$$\sum F_z = ma_z$$

$$\rho_d V_d g - \rho_g V_d g - C_D \frac{S_d \rho_g [v_{(z)} - u]^2}{2} = \rho_d V_d \frac{dv}{dt}$$

$$\rho_d \frac{dv}{dt} = g[\rho_d - \rho_g] - 3.C_D \frac{\rho_g [v_{(z)} - u]^2}{8R_d}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\rho_d} [\rho_d - \rho_g] - 3.C_D \frac{\rho_g [v_{(z)} - u]^2}{8R_d \rho_d} \cdot \frac{\pi R^2}{\pi R^2}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\rho_d} [\rho_d - \rho_g] - C_{D(Re)} \frac{\rho_g [v_{(z)} - u]^2 \pi R_{(z)}^2}{2m} \quad (10)$$

با فرض صرفنظر کردن از دانسیته گاز در برابر مایع داریم:

$$\frac{dv}{dt} = g - C_{D(Re)} \frac{\rho_g [v_{(z)} - u]^2}{2} \frac{\pi R_{(z)}^2}{m}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{v_{(z)}} - C_{D(Re)} \frac{\rho_g [v_{(z)} - u]^2}{2v_{(z)}} \frac{\pi R_{(z)}^2}{m} \quad (11)$$

در بالا ذکر شد که دمای قطره هنگام عبور از طول برج کاهش می‌یابد. علت کاهش را می‌توان به انتقال حرارت جابه‌جایی و حرارتی که به واسطه تبخیر و انتقال جرم و نیز رسیدن دمای قطره به دمای هوای اطراف آن است، نسبت داد [۸]. تغییرات دمای قطره با ارتفاع برج، در مقادیر ثابت شعاع قطره، فقط کمتر از ۱٪ انحراف از حالتی دارد که شعاع قطره را متغیر فرض کنیم. بنابراین موازنه انرژی برای قطرات به صورت ذیل خواهد بود:

$$\frac{d}{dt} (m_w c_w [T_{W(z)} - T_{ref}]) = h S_w (T_{a(z)} - T_{W(z)}) + N_A M W_w S_w r - N_A M_w S_w c_w (T_{W(z)} - T_{ref})$$

$$m_w c_w \frac{dT_{W(z)}}{dt} = \alpha S_w (T_{a(z)} - T_{W(z)}) + N_A M_A S_w (r - c_w T_{W(z)})$$

$$\frac{dT_{W(z)}}{dt} = \frac{\alpha S_w (T_{a(z)} - T_{W(z)}) + N_A M_A S_w (r - c_w T_{W(z)})}{c_w \rho_w V_d}$$

$$\frac{dT_{W(z)}}{dt} = \frac{3 \{ \alpha (T_{a(z)} - T_{W(z)}) + N_A M_A (r - c_w T_{W(z)}) \}}{c_w \rho_w R_{(z)}}$$

$$\frac{dT_{W(z)}}{dv} = \frac{3 \{ \alpha (T_{a(z)} - T_{W(z)}) + \gamma_{(Re)} (r - c_w T_{W(z)}) [\rho_{S(T_{W(z)})} - \rho_{(z)}] \}}{c_w \rho_w R_{(z)} v_{(z)}} \quad (12)$$

به آسانی می‌توان نشان داد که برای قطرات با قطر کمتر از 1 mm، اختلاف دمای سطح و دمای متوسط حجمی بسیار کوچک است [۹].

در توده هوا - بخار نیز دما تغییر می‌کند که این تغییرات به میزان شدت انتقال حرارت و جرم و همچنین سرعت فازها بستگی دارد. به عبارت دیگر با افزایش سرعت، میزان تغییرات دمایی توده هوا کمتر خواهد شد ولی حضور تعداد

$$m_a c_a (T_{a(z)} - T_{ref}) \Big|_z - m_a c_a (T_{a(z)} - T_{ref}) \Big|_{z+\Delta z} = \left(h S_w (T_{a(z)} - T_{W(z)}) N_{(z)} \frac{\Delta z}{(v_{(z)} - u)} \right) V_a$$

$$m_a c_a \frac{dT_{a(z)}}{dz} = \frac{\alpha S_w (T_{a(z)} - T_{W(z)}) N_{(z)} V_a}{(v_{(z)} - u)}$$

$$\frac{dT_{a(z)}}{dz} = \frac{4\pi R_{(z)}^2 N_{(z)} V_a}{m_a c_a (v_{(z)} - u)} \alpha (T_{a(z)} - T_{W(z)})$$

$$\frac{dT_{a(z)}}{dz} = \frac{4\pi R_{(z)}^2 N_{(z)}}{\rho_a c_a (v_{(z)} - u)} [\alpha_{(Re)} (T_{a(z)} - T_{W(z)})]$$

بالای قطرات در یک منطقه تبادل باعث افزایش تغییرات دمای توده هوا می گردد. بنابراین انرژی بالانس گاز به صورت ذیل قابل محاسبه است.

همراه با تغییر دما در هوا جرم حجمی یا دانسیته آن نیز تغییر خواهد کرد چرا که در حین عبور از یک قطره مقداری از قطره در هوا تبخیر شده و به جرم آن می افزاید که در این صورت خواهیم داشت [۱۰].

$$m_g|_z - m_g|_{z+\Delta z} = - \left(N_A M_a S_W \frac{\Delta z}{v_{(z)} - u} N_{(z)} \right) V_a$$

$$\frac{dm_g}{dz} = - N_A M_a V_a \frac{4\pi R_{(z)}^2 N_{(z)}}{v_{(z)} - u}$$

$$\frac{d\rho_{(z)}}{dz} = - \frac{4\pi R_{(z)}^2 N_{(z)}}{v_{(z)} - u} N_A M_a$$

$$\frac{d\rho_{(z)}}{dz} = - \frac{4\pi R_{(z)}^2 N_{(z)}}{v_{(z)} - u} \gamma_{(Re)} (\rho_{S(T_W(z))} - \rho_{(z)}) \quad (14)$$

شرایط مرزی دستگاه معادلات فوق در نقطه $Z = 0$ (نقطه شروع ریزش قطرات آب) در مورد قطره بدین گونه است.

$$R|_{z=0} = R_0 \quad (15)$$

$$T_W|_{z=0} = T_{W0} \quad (16)$$

$$v|_{z=0} = 0 \quad (17)$$

و دمای هوای ورودی و دانسیته هوا در نقطه $Z = H$ برابر است با:

$$T_a|_{z=H} = T_{a0} \quad (18)$$

$$\rho|_{z=H} = \rho_0 \quad (19)$$

توجه کنید که در مدل ارائه شده تعداد قطرات در واحد حجم برج $N_{(z)}$ آورده شده است که با معادله زیر تخمین زده می شود. طبق این معادله، تخلیه ثابت آب با افزایش شدت ریزش قطرات تعداد آنها در واحد حجم کاهش می یابد.

$$N_{(z)} = \frac{3Q_W}{4\rho_W \pi R^3 v_{(z)}} \quad (20)$$

ضریب تبادل حرارت قطرات با هوا، α با فرمول زیر محاسبه و در آن عدد رینولدز برابر با خواهد بود [۱۱].

$$Nu = 2 + 0.5 Re^{0.5} \quad (21)$$

$$\text{Re} = \frac{2\rho_a R [(v-u)^2]^{0.5}}{\mu_a} \quad (22)$$

$$\text{Nu} = 2R\alpha_{(a)}/\lambda_a \quad (23)$$

ضریب انتقال جرم قطره در ریزش توسط آنالوژی تبادل جرم و حرارت برابر با قرار خواهیم داد:

$$\gamma = \frac{D_{AB}(2 + 0.5\text{Re}^{0.5})}{2R_{(z)}} \quad (24)$$

همچنین در این مقاله ضریب آنرودینامیکی دراگ $C_D(\text{Re})$ توسط فرمول زیر ارائه شده است.

با ساده سازی وثابت گرفتن برخی از پارامترها، مقداری تقریبی از حل معادلات فوق برای ΔT_W حاصل می شود.

$$\Delta T_W \approx \left\{ \lambda [T_{a0} - T_{W0}] + D_{AB} r [\rho_{S(T_{W(z)})} - \rho_0] \right\} H^{0.5} u^{0.5} R \quad (25)$$

این رابطه چنین بیان می کند که ΔT_W به طور مستقیم یا $(H.u)^{0.5}$ و به طور معکوس با R_0 مرتبط است که با نتایج و داده های تجربی توافق خوبی دارد. همانگونه که گفته شد η به پارامترهای زیادی وابسته است که با بازنویسی رابطه فوق و جایگذاری به معادله زیر خواهیم رسید:

$$\eta \approx \left\{ \frac{\lambda [T_{a0} - T_{W0}]}{[T_{W0} - T_{\text{lim}}] R_0} + \frac{D_{AB} r [\rho_{S(T_{W(z)})} - \rho_0]}{[T_{W0} - T_{\text{lim}}] R_0} \right\} \left[\frac{H}{R_0} \right]^{0.5} u^{0.5} R \quad (26)$$

برای حل دستگاه معادلات از روش حل عددی رانگا - کوتا مرتبه ۴ استفاده شده است و جهت بررسی دقت محاسبات از معیار زیر استفاده می کنیم:

$$\sum (T_{a0}, \rho_0) = \sqrt{\left(\frac{T_{a(H)} - T_{a0}}{T_{a0}} \right)^2 + \left(\frac{\rho_{(H)} - \rho_0}{\rho_0} \right)^2} \quad (27)$$

در اینجا $T_{a(H)}$ و $\rho(H)$ از حل دستگاه معادلات فوق به دست می‌آید. با بررسی و مقایسه این نتایج با داده های تجربی به درستی فرضیات و معادلات پی خواهیم برد. که اختلاف مابین ΔT_{theor} و ΔT_{exper} در ارتفاع H کمتر از ۱۰٪ است.

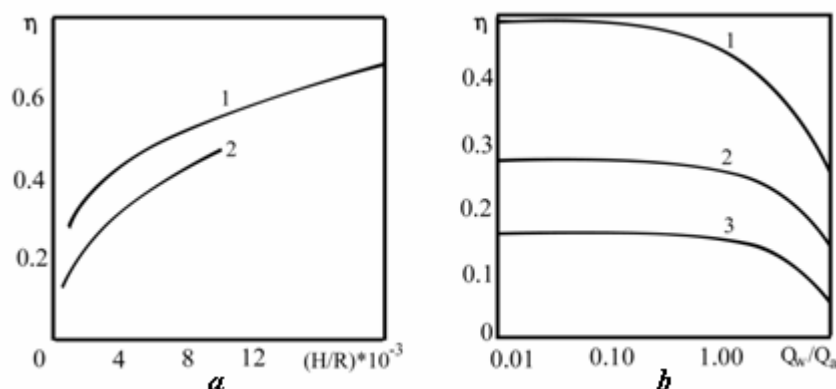
۳- بررسی محاسبات

همانطور که قبلاً اشاره شد شعاع نهایی قطرات وابسته به سرعت هوا در برج است. شعاع قطرات در مقادیر حداکثر و حداقل به ترتیب در برج سرمایش غیر همسو با تکه تکه شدن قطرات بزرگتر و پراکنده شدن قطرات کوچکتر توسط جریان هوا تخمین زده می‌شود. حداکثر شعاع یک قطره و میزان بزرگی آن از برابری نیروهای آئرو دینامیکی دراگ و کشش سطحی به دست می‌آید. حد مابین این حداکثر و حداقل، شعاع مطلوب در برج است. در برج های که در دمای حدود 20°C کار می‌کنند شعاع مطلوب حدوداً 1 mm است. و به طور کلی با کاهش دمای آب مقادیر شعاع به علت کاهش ضرایب کشش سطحی افزایش می‌یابد. وابستگی ضریب حرارتی به ارتفاع ریزش غیر خطی است و توسط داده های تجربی تأیید می‌گردد و نقطه اشباع با دما و رطوبت مخلوط هوا - بخار افزایش می‌یابد. مقدار H نقش مهمی در تبادل جرم و حرارت ایفا می‌کند و همچنین با افزایش نسبت Q_w/Q_a مقادیر η کاهش می‌یابد. در غیاب محدودیت‌های ترمودینامیکی، در مقادیر کوچک Q_w/Q_a راندمان وابستگی زیاد به شعاع قطره دارد. شایان ذکر است که غالباً $Q_w/Q_a \sim 1$ در مسائل اقتصادی برای حالت بهینه انتخاب می‌کنند. اما انرژی جنبشی هوا به علت وجود قطرات کاهش می‌یابد که این کاهش در راستای افزایش جرمی آب و شعاع قطرات و نیز ارتفاع است. با افزایش W مقدار u نیز افزایش یافته است که ملزم به افزایش قدرت فن خواهیم بود. با زیاد شدن تبخیر آب در هوا شدت جریان هوا نیز افزایش می‌یابد و در نهایت راندمان بالا می‌رود.

$$W = Q_w \frac{(v_{1(R,H)}^2 - v_{2(R,H)}^2)}{2} \quad (28)$$

۴- نتایج

همانطور که بررسی شد، مقدار راندمان حرارتی وابسته به نسبت H/R و شعاع قطره و ارتفاع برج است که با بهینه کردن آنها می‌توان به مقادیر بالایی از راندمان دست یافت. همچنین α به نسبت جرمی آب و هوا وابسته نیست. در موارد عملی نسبت جرمی آب و هوا حدود ۱ نگه داشته می‌شود. ولیکن مقدار η با شعاع قطره به شدت تغییر می‌کند و به نحوه توزیع قطرات نیز وابسته است و در شکل ۱ این تغییرات در شرایط مشخص شده به نمایش در آمده است.



شکل ۱: بازده حرارتی η برحسب (a) ارتفاع بی بعد از محل ریزش قطره (H/R) ، (b) Q_w/Q_a ، $T_0=40^\circ C$ ، $T_{a0}=20^\circ C$ ، $\psi=60\%$ ، $Q_w=1.74 \text{ kg}/(m_2.s)$ ، $u=2 \text{ m}/s$
 $R=1.5-3$ $R=1-2$ $R=0.5 \text{ mm}^{-1}$

در آخر باید افزود که در برج های خنک کننده بزرگتر نمی توان جریان را مخصوصاً در ورودی یک بعدی فرض نمود زیرا تأثیرات آئرو دینامیکی هوا به شدت بزرگ شده و جریان را از حالت تک بعدی رو به بالا خارج می کند.

اختصارات

R: شعاع قطره آب	C: ظرفیت گرمایی ویژه
T: دما	H: ارتفاع افتادن قطره
r: گرمای نهان تبخیر	m: جرم قطره
Q: جریان گرمی ویژه	v: شدت جریان هوا
g: شتاب سقوط آزاد	v: سرعت قطره
P: فشار اتمسفری	W: توان
N: تعداد قطرات	C_D : ضریب دراگ آئرو دینامیکی
D: ثابت نفوذ بخارات آب در هوا	D: ثابت نفوذ بخارات آب در هوا
Nu: عدد ناسلت	Re: عدد رینولدز
ρ : دانسیته	μ : ویسکوزیته هوا
Ψ : رطوبت نسبی هوا	σ : ضریب کشش سطحی آب
α : ضریب تبادل حرارتی	η : راندمان حرارتی برج سرمایشی
λ : ضریب هدایت حرارتی هوا	γ : ضریب تبادل گرمی
زیر نویس ها	
f: مقدار انتهایی (در خروجی برج)	0: مقدار اولیه (در ورودی برج)
a: هوا	s: بخارات آب اشباع
lim: مقدار محدود	w: آب
exper: تجربی	theor: تئوری

مراجع

- 1) Hajidavalloo, E. / Shakeri, R. / Mehrabian, M.A. , Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature, Energy Conversion and Management, 51 (6), p.1298-1303, Jun 2010
- 2) Picon-Nunez, M. / Nila-Gasca, C. / Morales-Fuentes, A. , Simplified model for the determination of the steady state response of cooling systems, Applied Thermal Engineering, 27 (7), p.1173-1181, May 2007.
- 3) Wu, J.M. / Huang, X. / Zhang, H. , Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, Applied Thermal Engineering, 29 (1), p.195-201, Jan 2009
- 4) Qureshi, B.A. / Zubair, S.M. , A complete model of wet cooling towers with fouling in fills, Applied Thermal Engineering, 26 (16), p.1982-1989, Nov 2006.
- 5) Cortinovis, G.F. / Ribeiro, M.T. / Paiva, J.L. / Song, T.W. / Pinto, J.M. , Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation ,Applied Thermal Engineering, 29 (14), p.3124-3131, Oct 2009
- 6) Kaiser, A.S. / Lucas, M. / Viedma, A. / Zamora, B. , Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (5), p.986-999, Feb 2005.
- 7) Stabat, P. / Marchio, D. , Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour, Applied Energy, 78 (4), p.433-451, Aug 2004.
- 8) Klimanek, A. / Bialecki, R.A. , Solution of heat and mass transfer in counterflow wet-cooling tower fills, International Communications in Heat and Mass Transfer, 36 (6), p.547-553, Jul 2009.
- 9) Wang, K. / Sun, F.z. / Zhao, Y.b. / Gao, M. / Ruan, L. , Experimental research of the guiding channels effect on the thermal performance of wet cooling towers subjected to..., Applied Thermal Engineering, 30 (5), p.533-538, Apr 2010.
- 10) Heidarinejad, G. / Karami, M. / Delfani, S. , Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers, International Journal of Refrigeration, 32 (5), p.996-1002, Aug 2009.
- 11) YANG, X.I. / SUN, F.z. / WANG, K. / SHI, Y.t. / WANG, N.h. , Numerical Simulation of Flow Fields in A Natural Draft Wet-Cooling Tower ,Journal of Hydrodynamics, 19 (6), p.762-768, Dec 2007.