

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-090

توسعه یک ابزار محاسباتی برای تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کن تر

مهرداد صفاران: دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی (تکنولوژی انرژی)، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران
آبتین عطایی: فوق دکتری مهندسی سیستم‌های انرژی، عضو تمام وقت و مدیر گروه مهندسی انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران

چکیده:

هدف از این مقاله تحلیل محاسبات مربوط به یک برج خنک‌کن تر با استفاده از صفحات گسترده است. ابتدا مدلی در خصوص نحوه‌ی محاسبه‌ی تقاضای برج (NTU) ارائه شده است؛ سپس به اثر عبور انحرافی (By-Pass) در برج‌های خنک‌کن تر پرداخته خواهد شد. در ادامه محاسبات مربوط به افت فشار در بخش‌های مختلف برج، فشار ناشی از سرعت، بازیابی سرعت، سایز موتور و دیگر پارامترهای کلیدی پرداخته خواهد شد. در نهایت ابزاری ارائه خواهد شد که بتواند چنین محاسباتی را با دقت بالا و به سادگی انجام دهد.

واژه‌های کلیدی:

برج خنک‌کن تر، تئوری مرکل، تقاضای برج، افت فشار استاتیکی، صفحات گسترده

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

مقدمه

فرآیند خنک کاری می باشد. [۵] لذا زمانی از برج‌های خنک-کن تر استفاده می‌شود که از آب به عنوان واسطه‌ی انتقال حرارت استفاده گردد. از مهمترین مشکلات برج خنک‌کننده تر مصرف آب جبرانی بالا می‌باشد. مصرف زیاد آب می‌تواند باعث تغییر کمی منابع از جمله افت سطح آبخوان^۱ در مناطق صنعتی به دلیل برداشت بی‌رویه از آبخوان مورد استحصال گردد. جهت کاهش مشکلات بیولوژیکی و خوردگی و همینطور رسوب گذاری، از مقدار زیادی مواد شیمیایی بازدارنده پایه معدنی و آلی مانند اسید سولفوریک استفاده می‌گردد. [۱]

اصول انتقال جرم و حرارت در برج‌های خنک کن تر

بسیاری از نظریه‌ها از ابتدای دهه‌ی ۱۹۰۰ میلادی برای توصیف چگونگی انتقال حرارت و جرم در دستگاه‌های خنک‌کننده‌ی آبی ارائه شده‌اند. بسیاری از این نظریه‌ها بر اساس اصول مهندسی صدا بنا شده‌اند. [۴] برج خنک‌کن ممکن است به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته شود که در آن آب و هوا در تماس مستقیم با هم هستند. هیچ روش قابل قبولی برای محاسبه‌ی دقیق سطح تماس بین آب و هوا وجود ندارد. بنابراین ضریب K یا ضریب انتقال حرارت نمی‌تواند به صورت مستقیم از نظریه‌های انتقال حرارت تعیین گردد. این فرآیند به خاطر انتقال جرم دارای پیچیدگی‌هایی است.

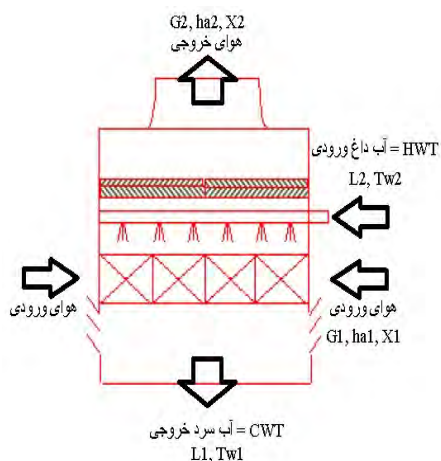
برج‌های خنک‌کن تر نقش مهمی در صنایع فرآیندی دارند. در برج خنک‌کن گرمای اضافی یک سیکل حرارتی از طریق خنک‌کننده‌ای چون جریان آب، به اتمسفر که در دمایی پایینتر است خارج می‌گردد. این سیستم‌ها به سه دسته‌ی تر، خشک و سیستم‌های هیبریدی (ترکیبی از حالت‌های خشک و تر) تقسیم‌بندی می‌شوند. برج‌های خنک‌کن کاربردهای گوناگونی در صنایع پتروشیمی، نیروگاه‌های حرارتی، پالایشگاه‌های نفت، سیستم‌های تهویه مطبوع برای کاهش دمای آب در گردش ساختمان‌ها و صنایع دارد. اساس طبقه‌بندی این سیستم‌ها نحوه جریان هوا به داخل برج میباشد که به جریان طبیعی و جریان اجباری تقسیم بندی می‌شوند. [۱]

برج‌های خنک کن در اندازه‌های مختلف از واحدهای کوچک سقفی تا سازه‌های هذلولوی شکل بسیار بزرگ وجود دارند. اساس کار تمام این برج‌ها بر مبنای ایجاد سطح تماس بین جریان آب و هوا و در نتیجه تبادل حرارتی بین این دو می‌باشد. در برج‌های خنک‌کن عموماً آب گرم توسط لوله‌هایی به بالای برج منتقل شده و در آنجا توسط آبفشان‌هایی به سمت پایین برج به جریان می‌افتد که در طول این مسیر با توجه به نوع برج، به شیوه‌های مختلف با جریان هوای سرد تماس می‌یابد. علاوه بر تبادل گرمای محسوس بین هر دو سیال، استفاده از گرمای نهان تبخیر آب از عوامل کمک‌کننده به

^۱ Aquifer

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

تعاریف پارامترهای اولیه در برج خنک کن تر



شکل ۱- نامگذاری پارامترهای برج طبق استاندارد CTI^۲

که پارامترهای نشان داده شده در شکل (۱) عبارتند از:

L : جرم جریان آب (lb/min)

G : جرم جریان هوا (lb/min)

h : آنتالپی هوا (Btu/lb Dry Air)

X : درصد رطوبت مطلق

دیگر اصطلاحاتی که در برج‌های خنک کن مطرح می‌شوند

عبارت است از:

$$\text{Range} = Tw2 - Tw1 = \text{HWT} - \text{CWT} \quad (۳)$$

Range : اختلاف دمای آب ورودی و خروجی بر حسب

فارنهایت

$$\text{Approach} = Tw1 - T_{\text{Wet Bulb}} = \text{CWT} - T_{\text{Wet Bulb}} \quad (۴)$$

دکتر مرکل (Merkel) نظریه‌ای مربوط به برج‌های خنک‌کن برای جرم تبخیر یک بخش کوچک از آب و انتقال حرارت محسوس بین آب و هوا ارائه داده است. این تئوری جریان جرم و انرژی را در نظر می‌گیرد و در یک المان کوچک از سطح انتقال حرارت صحیح است. مرکل نشان داد که انتقال حرارت کل مستقیماً متناسب با اختلاف بین آنتالپی هوای اشباع در دمای آب و آنتالپی هوا در نقطه‌ی تماس با آب است.

$$Q = K \times S \times (hw - ha) \quad (1)$$

که در آن:

Q : انتقال حرارت کل (Btu/lb)

K : ضریب کلی انتقال حرارت (lb/hr.ft²)

S : سطح انتقال حرارت یا سطح موثر برج (ft²)

h_w : آنتالپی مخلوط بخار آب و هوا در دمای حجم آب (Btu/lb dry air)

h_a : آنتالپی مخلوط بخار آب و هوا در دمای حباب تر (Btu/lb dry air)

$$S = a \times V \quad (۲)$$

که در آن :

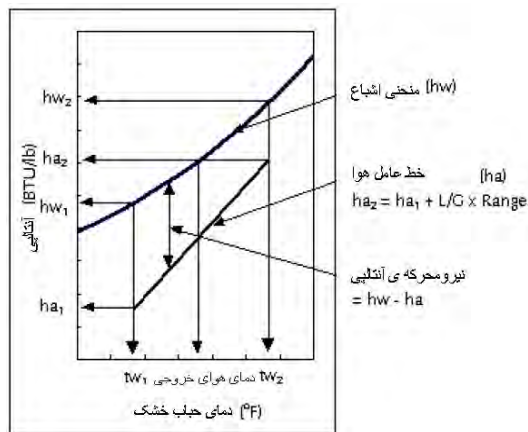
S : سطح کل انتقال جرم و حرارت (فوت مربع)

a : سطح موثر به ازای حجم برج (فوت مربع بر فوت مکعب)

V : حجم موثر برج (فوت مکعب)

^۲ Cooling Technology Institute

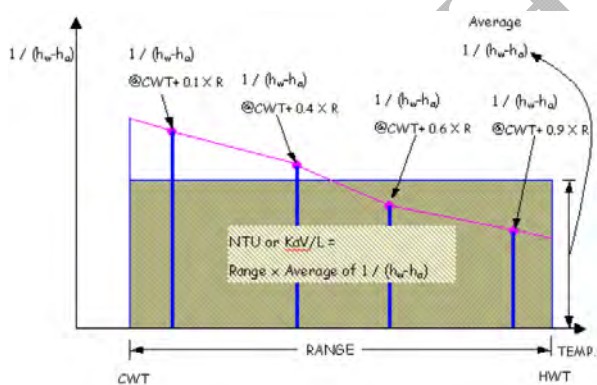
مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090



شکل ۲- منحنی آنتالپی بر حسب دمای حباب خشک در یک برج خنک‌کن تر

محاسبه‌ی تقاضای برج (NTU)

طبق تئوری مرکل^۳ محاسبه‌ی NTU از حل عددی یک انتگرال به دست می‌آید، اما بدلیل پیچیدگی زیاد حل این انتگرال روش عددی به فرم رابطه هفت ارائه شده است که مبنای محاسبه‌ی NTU است. [۴]



شکل ۳- ساده سازی انتگرال با استفاده از روش عددی

$$\frac{K_a V}{L} = (tw_2 - tw_1) \times \left[\left(\frac{1}{Dh_1} \right) + \left(\frac{1}{Dh_1} \right) + \left(\frac{1}{Dh_1} \right) + \left(\frac{1}{Dh_1} \right) \right] / 4 \quad (7)$$

Approach: اختلاف دمای آب سرد تولیدی و دمای حباب تر محیط بر حسب فارنهایت

تبادل انرژی

تبادل انرژی در برج خنک‌کن به این معنا است که میزان حرارت ورودی با میزان حرارت خروجی برابر است:

$$Heat_{in} = Heat_{out}$$

$$Water Heat_{in} + Air Heat_{in} = Water Heat_{out} + Air Heat_{out}$$

روابط زیر از تعادل مذکور حاصل می‌شود:

$$L1 = L2 - G \times (w_2 - w_1) \quad (5)$$

و

$$ha_2 = ha_1 + L/G \times Range \quad (6)$$

طبق معادله‌ی فوق نسبت به L شیب نمودار تغییرات آنتالپی هوا نسبت به تغییرات دمای آب است. هر چه این شیب کمتر باشد به این معنا است که آب با جریان هوای بیشتری خنک می‌شود. [۲]

^۳ Merkel

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

80°F دمای حباب تر محیط

سطح دریا: ارتفاع سایت

104.0°F دمای آب داغ

89.0°F دمای آب سرد

لذا خواهیم داشت :

نرخ آب در گردش = $16,000 \times (500 / 60) = 133,333 \text{ lb/min}$

$L/G = 133,333 / 80,848 = 1.6492$ = نسبت L/G = نرخ جریان هوای ورودی / نرخ آب در گردش

TOWER DEMAND (NTU) CALCULATION						
Altitude (feet)	0.00	Hot Water Temperature	104.00			
Wet Bulb Temperature @Inlet (°F)	80.00	Cold Water Temperature	89.00			
Water Flow Rate (gpm)	16,000	L/G Ratio	1.6492			
Air Mass Flow Rate (Lb/min)	80,848	Cooling Range	15.00			
WATER SIDE		AIR SIDE		ENTHALPY DIFF.		
DESCRIPTIONS	tw (°F)	hw (BTU/Lb)	DESCRIPTIONS	ha (BTU/Lb)	1/(hw-ha)	
tw _{w1} + 0.1 × Range	90.50	56.6478	ha _{a1} + 0.1 × L/G × Range	46.1645	10.4833	0.0954
tw _{w1} + 0.4 × Range	95.00	63.3426	ha _{a1} + 0.4 × L/G × Range	53.5858	9.7567	0.1025
tw _{w1} + 0.6 × Range	98.00	68.2591	ha _{a1} + 0.6 × L/G × Range	58.5334	9.7257	0.1028
tw _{w1} + 0.9 × Range	102.50	76.4013	ha _{a1} + 0.9 × L/G × Range	65.9547	10.4466	0.0957
Sum of 1 / (hw - ha).....					0.3964	
Tower Demand (NTU) = Sum of 1 / (hw - ha) / 4 * RANGE					1.4866	

شکل ۴- محاسبه NTU

در محاسبه با ابزار طراحی شده کافی است اطلاعات برج و سایکرومتریک وارد شود تا NTU محاسبه گردد. لازم به ذکر است بخشی برای تبدیل واحدها طراحی شده است که محاسبات را کوتاه می‌نماید.

لطفا مشخصات برج خنک کن را در این قسمت وارد نمایید	
Data	Value
Cold Water Temp (°F)=tw1 (°F)	89
Hot Water Temp (°F)=tw2 (°F)	104
Range = HWT - CWT	15
L/G	1.6492
Wet Bulb (°F)	80
hw (Btu/Lb)	با داشتن دمای شیباج (tw) به راحتی از روی نمودار سایکرومتریک به دست می‌آید
ha1 (Btu/Lb)	با ادامه دادن خط Wet Bulb در نمودار سایکرومتریک به دست می‌آید

که در آن :

Dh1: مقدار (hw-ha) در دمای $CWT + 0.1 \times \text{Range}$

Dh2: مقدار (hw-ha) در دمای $CWT + 0.4 \times \text{Range}$

Dh3: مقدار (hw-ha) در دمای $CWT + 0.6 \times \text{Range}$

Dh4: مقدار (hw-ha) در دمای $CWT + 0.9 \times \text{Range}$

محاسبه NTU در یک نمونه‌ی مطالعاتی

محاسبه‌ی NTU می‌تواند طبق تئوری مرکل (Merkel) با داشتن L/G, WBT, CWT, HWT به راحتی محاسبه گردد. در این جا یک ابزار مفید بر اساس صفحات گسترده ارائه میشود که بتواند این محاسبات را انجام دهد. حال شرایط عملیاتی زیر در نظر گرفته می‌شود:

نرخ آب در گردش: 16000 GPM

نرخ جریان هوای ورودی: 80848 lb of dry air/ min

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

شکل ۵- وارد کردن مشخصات برج برای محاسبه NTU در ابزار محاسباتی پیشنهادی

شکل ۶- محاسبه دقیق NTU با ابزار محاسباتی پیشنهادی

سوم	اول	چهارم	دوم	دشواری در خنک سازی آب
-----	-----	-------	-----	-----------------------

جدول ۱- مقایسه NTU چند برج با مشخصات متفاوت

با استفاده از صفحات گسترده توسعه داده شده در این تحقیق می‌توان این محاسبات را با دقت بالایی انجام داد.

رابطه‌ی NTU با سایر پارامترهای برج خنک کن تر

همان طور که گفته شد NTU بیانگر تقاضای برج است. هر چه با تحلیل جدول فوق و مقایسه ی برج یک با سایر برج‌ها نتایج این میزان بالاتر باشد به این معنا است که این برج مشکل‌تر زیر بدست می‌آید:

Tower Demand (NTU) Calculation						
Water Side			Air Side		Enthalpy Diff	
Description	tw (°F)	hw (Btu/Lb)	Description	ha (Btu/Lb)	hw - ha	1/(hw - ha)
tw1 + 0.1*Range	90.5	56.6478	ha1 + 0.1*L/G*Range	46.1645	10.4833	0.0953898
tw1 + 0.4*Range	95	63.3426	ha1 + 0.4*L/G*Range	53.5859	9.7567	0.1024937
tw1 + 0.6*Range	98	68.2591	ha1 + 0.6*L/G*Range	58.5335	9.7256	0.1028214
tw1 + 0.9*Range	102.5	76.4013	ha1 + 0.9*L/G*Range	65.9549	10.4464	0.0957268
					0.3964317	sum

$$\text{Tower Demand (NTU)} = (\text{Sum of } 1/(\text{hw} - \text{ha})/4) * \text{Range} = 1.48661872$$

- ۱- با افزایش نسبت L/G، NTU هم افزایش می‌یابد.
- ۲- با افزایش دمای جناب تر (Wet Bulb)، NTU هم افزایش می‌یابد.
- ۳- با افزایش Range میزان NTU هم افزایش می‌یابد.
- ۴- با افزایش Approach میزان NTU کاهش می‌یابد.

می‌تواند عملیات خنک سازی آب را انجام دهد. لذا NTU بالاتر به منزله‌ی مصرف بیشتر انرژی است و این موضوع برای فرآیند نامطلوب است. اکنون به مقایسه‌ای بین اطلاعات چند برج و NTU به دست آمده‌ی آن‌ها با استفاده از ابزار محاسباتی طراحی شده می‌پردازیم.

تقاضای برج و منحنی مشخصه

حال که مدل مربوط به NTU ارائه شد، لازم است بررسی شود که با تغییر L/G چه پارامترهای عملکردی در برج تغییر می‌کند؟ برای پاسخ به این سوال از منحنی مشخصه‌ی برج

اطلاعات برج	برج ۱	برج ۲	برج ۳	برج ۴
Range (°F)	۱۵	۱۵	۱۵	۱۲
Approach (°F)	۹	۹	۸	۹
Wet Bulb Temp. (°F)	۸۰	۸۰	۸۱	۸۰
L/G Ratio	۱.۶۴۹۲	۱.۲۵۴۰	۱.۶۴۹۲	۱.۶۴۹۲
NTU	۱.۴۸۶۶	۱.۱۶۷۷	۱.۶۶۷۷	۱.۲۰۰۴

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

مرحله ۱: محاسبه‌ی NTU در شرایط اولیه

مرحله ۲: استفاده از رابطه‌ی (۸) برای محاسبه‌ی مقدار ثابت برج (C)

مرحله ۳: استفاده از رابطه‌ی فوق برای محاسبه‌ی NTU با L/G جدید

همان طور که بیان گردید، مقدار NTU محاسبه شده برای یک دامای Range و دامای حباب تر (WB) مشخص هستند و در صورتی که یکی از آن‌ها تغییر کند، منحنی مشخصه تغییر خواهد کرد. [۲] برای رفع چالش ایجاد شده در محاسبات سه راه حل ارائه می‌شود.

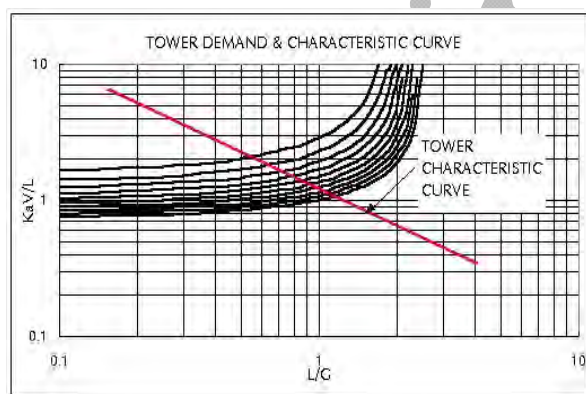
- راه اول: باید دماهای Approach مختلف فرض شود، سپس با روش‌های عددی تکرار شونده به پاسخ رسید.
- راه دوم: محاسبات از ابتدا انجام گیرد که بسیار زمان بر خواهد بود.
- راه سوم: از صفحات گسترده ارائه شده در این مقاله استفاده شود.

در این صورت تنها کافی است ورودی‌ها تغییر کند تا کل محاسبات بر اساس اطلاعات جدید انجام شوند.

محاسبه‌ی عبور انحرافی (By-Pass) در برج خنک کن تر

در برج‌های خنک کن تر، در عمل، توزیع آب روی پرکننده^۴ به صورت منظم انجام نمی‌شود بطوریکه مقداری از آب به صورت خنک نشده از طریق دیواره‌ها و ستون‌های داخلی به

استفاده می‌شود. در این نمودار به ازای دامای Range و دامای حباب تر محیط، می‌توان به ازای نسبت‌های مختلف L/G و توجه به دامای Approach مورد نظر، مقدار جدید تقاضای برج را بیابیم.



شکل ۷- تقاضای برج و منحنی مشخصه

رابطه‌ی تجربی زیر برای بررسی اثر نسبت L/G روی NTU مطرح می‌شود.

$$NTU = KaV/L = C (L/G)^{-m} \quad (8)$$

که در آن:

C: مقدار ثابت برج که تنها به طراحی فیزیکی برج وابسته است

m: معرف شیب می‌باشد و عددی بین منفی ۰/۸ تا منفی ۰/۵ است و به صورت تجربی بدست می‌آید و یا توسط سازنده ارائه میشود.

مراحل محاسبات به صورت زیر است.

^۴ Fill

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

به صورت تجربی محاسبه می‌شود و هیچ تئوری اثبات شده‌ای
 برای محاسبه‌ی آن وجود ندارد. روابط تجربی ارائه شده
 متشکل از دو بخش هستند. بخش اول مربوط به دیواره‌ها و
 بخش دوم مربوط به ستون‌هاست. با جمع این دو مقدار عبور
 انحرافی کل برج محاسبه می‌شود.

نمونه‌ی زیر برای نشان دادن صحت عملکرد ابزار تحلیلی
 توسعه داده شده در محاسبه‌ی عبور انحرافی (α) در نظر
 گرفته می‌شود:

طول سلول: 42.0 feet
 عرض سلول: 42.0 feet
 تعداد اسپری نازل: 196
 فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها: 3 feet
 فاصله‌ی دهانه‌ها: 6
 نرخ جریان آب: 12500 GPM
 دمای آب (ورودی) خروج: 89°F
 دمای آب (خروجی) ورود: 104°F

محاسبه‌ی مقدار کل عبور انحرافی آب:

$\text{تعداد کل نازلها} / \text{نرخ جریان آب طراحی} = \text{نرخ جریان آب به ازای هر نازل}$
 $12,500 \text{ GPM} / 196 = 63.78 \text{ GPM/نازل}$

محاسبه‌ی عبور انحرافی آب در دیواره‌ها:

$\{2 - (\text{فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها} / \text{طول سلول})\} \times 2 + \{2 - (\text{فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها} / \text{عرض سلول})\} \times 2 \times 10\% \times \text{GPM}$
 $= \{2 - (42/3) - 2\} \times 2 + \{2 - (42/3) - 2\} \times 2 \times 10\% \times 63.776 + 4 \times 20\% \times 63.776 = 357.14 \text{ GPM}$

محاسبه‌ی عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی:

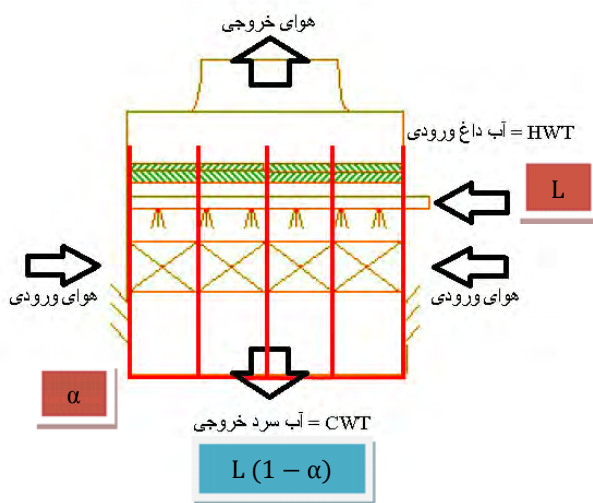
$\{1 - (\text{فاصله‌ی دهانه‌ها} / \text{طول سلول})\} \times \text{عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی}$
 $= \{42/6 - 1\} \times 4 \times 5\% \times \text{GPM} = \{42/6 - 1\} \times 4 \times 5\% \times 63.776 = 459.18 \text{ GPM}$

کل عبور انحرافی آب عبارت است از:

$\text{GPM} / (\text{عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی} + \text{عبور انحرافی آب در دیواره‌ها})$
 $100\% / 2 \times (357.14 + 459.18) / 12,500 = 3.265\%$

پایین می‌ریزد. این موضوع برای فرآیند مطلوب نیست زیرا
 باعث افت کارایی سیستم می‌گردد.

از طرف دیگر اگر توزیع‌کنندگان جانبی به منظور کاهش اثر
 By-Pass جذب شود مطلوب نخواهد بود؛ زیرا نباید هیچ‌کدام
 از سطوح پرکننده خشک باقی بماند. از آنجایی که مقداری از
 آب به صورت خنک‌نشده از سیستم خارج می‌شود، این پدیده
 موجب می‌گردد آب سرد خروجی با در نظر گرفتن عبور
 انحرافی نسبت به زمانی که این پدیده در نظر گرفته نشود،
 مقداری بیشتر باشد. لذا اگر رسیدن به دمای طراحی مد نظر
 باشد باید NTU بالاتری برای برج خنک‌کن فراهم شود که
 این امر موجب افزایش انرژی مصرفی خواهد بود. [۶]



شکل ۸- نمایش اثر عبور انحرافی بر جریان در یک برج خنک کن تر

مقدار عبور انحرافی^۵ (α) برای برج‌های کوچک زیر ۲۰ درصد
 و برای برج‌های بزرگ بین ۲ تا ۵ درصد است. البته این مقدار

^۵ Bypass

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

حال از ابزار محاسباتی طراحی شده برای یافتن این مقدار استفاده می‌شود تا مقایسه‌ای بین سرعت و دقت انجام حل انجام شود.

لطفا مشخصات برج خنک کن را در این قسمت وارد نمایید

Data	Value
Cell length (ft)	42
Cell Width (ft)	42
Num of Nozzel	196
Dis to Dis of Nozzel (ft)	3
Bay distance	6
Water flow rate (Gpm)	12500
Exit (Entering) water temp (°F)	89
Inlet (Leaving) water temp (°F)	104

شکل ۹- وارد کردن مشخصات برج برای محاسبه‌ی Bypass در ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی افت فشار در Air Inlet

Level	PD1	Value	Unit
1	New Tower Range = Design Range / (1 - % by pass wall water / 100)	Write formula	
2	Water flow rate per nozzels	63.77551	GPM/Nozzle
3	α (Wall)	357.1429	GPM
4	α (column)	459.1837	GPM
5	%By-Pass Water	3.265306	%

شکل ۱۰- محاسبه‌ی دقیق Bypass با ابزار محاسباتی پیشنهادی

اغلب میزان افت فشار در لوله‌های توزیع آب در حذف‌کننده پاشش (به علت فاصله‌ی اندک) موجود است؛ پس از محاسبه-ی مجدد آن خودداری می‌شود. [۴] لازم به ذکر است انتقال حرارت برج تنها در پرکننده رخ می‌دهد و برای سایر قسمت-ها انتقال حرارتی در نظر گرفته نمی‌شود.

افت فشار^۶ در قسمت‌های مختلف یک برج خنک کن تر

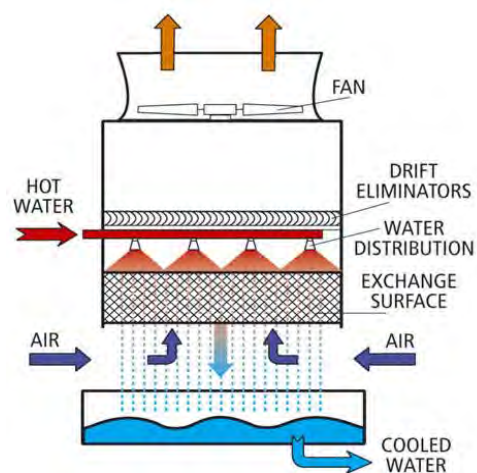
اصولا افت فشار استاتیکی در قسمت‌هایی رخ می‌دهد که تغییر در سرعت و جهت جریان هوا ایجاد شود. مناطقی که برای محاسبه‌ی افت فشار استاتیکی بررسی می‌شوند، عبارتند از:

- هوای ورودی (Air Inlet)
- پرکننده (Fill)
- لوله‌های توزیع آب (Water Distribution Piping)
- حذف‌کننده‌ی پاشش (Drift Eliminator)
- ورودی فن (Fan Inlet)

^۶ Pressure Drop

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

شکل ۱۱- اجزای مختلف یک برج خنک کن تر



اکنون در قسمت‌های مختلف یک برج واقعی، ابتدا با استفاده از روابط موجود، افت فشار محاسبه می‌شود، سپس پاسخ با نتایج ابزار محاسباتی مقایسه خواهد شد:

▪ محاسبه‌ی DP1 (افت فشار استاتیکی در ورودی هوا)

شرایط عملیاتی برج خنک کننده تر بصورت زیر نظر گرفته می‌شود:

طول سلول: 42.0 feet
 عرض سلول: 42.0 feet
 طول ستون: 4 in
 عرض ستون: 4 in
 تعداد اسپری نازل: 196
 فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها: 3 feet
 فاصله‌ی دهانه‌ها: 6
 نرخ جریان آب: 12500 GPM
 دمای آب (ورودی) خروج: 89°F
 دمای آب (خروجی) ورود: 104°F
 عمق پرکننده: 4 feet
 اندازه‌ی شیار پرکننده: 19 mm
 دمای حباب تهره‌های ورودی: 80°F
 رطوبت نسبی: 80.0%
 ارتفاع سایت: 0 feet
 دمای هوای خروجی: 97°F
 دو طرف باز با انتهای بسته: چیدمان ورودی هوا
 چوب: جنس چارچوب برج
 بزرگ با فضای گسترده: نوع بادگیر هوای ورودی

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

محاسبه‌ی مقدار کل عبور انحرافی: $(100 / \text{آب عبور انحرافی} \% - 1) / \text{محدوده‌ی طراحی}^{\vee} = \text{محدوده‌ی جدید برج}$

نازل / $12,500 \text{ GPM} / 196 = 63.78 \text{ GPM}$ = تعداد کل نازلها / نرخ جریان آب طراحی = نرخ جریان آب به ازای هر نازل

محاسبه‌ی عبور انحرافی آب در دیواره‌ها:

$4 + \text{نازل} / \text{GPM} \times 10\% \times \{2 - \text{فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها} / \text{عرض سلول}\} + 2 \times \{2 - \text{فاصله‌ی مرکز تا مرکز نازلها} / \text{طول سلول}\} = \text{عبور انحرافی آب در دیواره}$
 $357.14 \text{ GPM} = 4 \times 20\% \times 63.776 + 2 \times \{2 - (42 / 3)\} \times 2 \times 10\% \times 63.776 + 2 \times \{2 - (42 / 3)\} \times 2 \times 10\% \times 63.776$

محاسبه‌ی عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی:

$\{1 - (42 / 6)\} \times \text{نازل} / \text{GPM} \times 5\% \times 4 \times \{1 - \text{فاصله‌ی دهانه‌ها}^{\wedge} / \text{عرض سلول}\} + \{1 - \text{فاصله‌ی دهانه‌ها} / \text{طول سلول}\} = \text{عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی}$
 $459.18 \text{ GPM} = \{1 - (42 / 6)\} \times 4 \times 5\% \times 63.776 + \{1 - (42 / 6)\} \times 4 \times 5\% \times 63.776$

کل عبور انحرافی آب عبارت است از:

$3.265\% = (357.14 + 459.18) / 12,500 \times 100 (\%) = \text{عبور انحرافی آب در ستون‌های داخلی} + \text{عبور انحرافی آب در دیواره‌ها}$

بنابراین محدوده‌ی واقعی^۹ برج به راحتی قابل محاسبه است:

$15.5063 = (104 - 89) / (1 - 3.265 / 100) = \text{محدوده‌ی واقعی}$

مقدار L/G از معادله‌ی زیر حاصل می‌شود:

$L/G = (ha_2 - ha_1) / \text{محدوده‌ی جدید برج}$

$66.5773 \text{ Btu/lb} = 97^{\circ}\text{F}$ آنتالپی هوا در خروج

$43.6907 \text{ Btu/lb} = 80^{\circ}\text{F}$ آنتالپی هوا در ورود

$L/G = (66.5773 - 43.6907) / 15.5063 = 1.4760$

جرم هوا از رابطه‌ی $G = L / (L/G)$ به دست می‌آید که مقدار L نرخ جریان آب خالص در برج خنک کن است.

$L = 12,500 \times (500 / 60) \times (1 - 3.265 / 100) = \text{عبور آب انحرافی} \% - 1) \times \text{نرخ جریان آب طراحی}$

$68,271.5 \text{ lb/min} = 12,500 \times (500 / 60) \times (1 - 3.265 / 100) / 1.4760 = \text{مقدار جریان جرمی هوا}$

$70 \text{ ft}^2 = 7 \times (4 / 12) \times 15 \times 2 = \text{تعداد ورودی‌های هوا} \times \text{ارتفاع ورودی هوا} \times \text{عرض ستون} \times \text{تعداد دهانه‌ها} = \text{مساحت انسداد ناشی از ستون‌ها}$

$56 \text{ ft}^2 = 2 \times (4 / 12) \times 42 \times 2 = \text{تعداد ورودی‌های هوا} \times \text{طول سلول} \times \text{ارتفاع اعضا} \times \text{تعداد اعضا} = \text{مساحت انسداد ناشی از پیدایش اعضا}$

$126 \text{ ft}^2 = 70 + 56 = \text{کل مساحت انسداد}^{10}$

$1,260 \text{ ft}^2 = 42 \times 15 \times 2 = \text{تعداد ورودی‌های هوا} \times \text{ارتفاع ورودی هوا} \times \text{طول سلول} = \text{کل مساحت ورودی هوا}$

$10.0\% = 126 / 1,260 \times 100(\%) = \text{کل مساحت انسداد} / \text{مساحت ورودی هوا} = \text{درصد انسداد در هوای ورودی}$

$1,134 \text{ ft}^2 = 1,260 - 126 = \text{منطقه‌ی خالص ورودی هوا}^{11}$

چگالی هوا و حجم ویژه در ورودی هوا باید بر پایه‌ی دمای حباب خشک در رطوبت نسبی استوار باشد. اکنون به کمک نمودار سایکرومتریک مقدار دمای حباب خشک محاسبه می‌شود. دمای حباب خشک در رطوبت نسبی ۸۰ درصد و دمای حباب مرطوب ۸۰°F، برابر با ۸۵.۲۴°F می‌باشد. برخی مهندسان از چگالی و حجم ویژه در دمای حباب تر استفاده می‌کنند که کاملاً نادرست است.

$14.2230 \text{ ft}^3/\text{lb} = \text{حجم ویژه در } 80\% \text{ RH \& } 85.24 \text{ DBT}$

$971,028 \text{ ft}^3/\text{min} = 68,271.5 \times 14.2230 = \text{حجم مخصوص در ورودی هوا} \times \text{جریان جرمی هوا} = \text{حجم جریان هوا در ورودی هوا}$

$856.29 \text{ ft}^3/\text{min} (\text{FPM}) = 971,028 / 1,134 = \text{منطقه‌ی خالص ورودی هوا} / \text{حجم جریان هوا در ورودی هوا} = \text{سرعت هوا در ورودی هوا}$

^۷ Design Range

^۸ Bay Distance

^۹ Actual Range

^{۱۰} Total Area of Obstructions

^{۱۱} Net Area

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

85.24 DBT & 80% RH در هوا در چگالی = 0.0718 lb/ft³

اگر ضریب افت فشار برای ورودی هوا ۲.۵ باشد میزان افت فشار به شکل زیر محاسبه می‌شود.

$$K(V / 4008.7)^2 \times \text{نسبت چگالی} = 2.5 \times (856.29 / 4008.7)^2 \times (0.0718 / 0.0750) = 0.1092 \text{ inch Aq.}$$

▪ محاسبه‌ی DP1 (افت فشار استاتیکی در ورودی هوا) با ابزار محاسباتی پیشنهادی

لطفا مشخصات برج خنک کن را در این قسمت وارد نمایید	
Data	Value
Cell length (ft)	42
Cell Width (ft)	42
Column Width (in)	4
Column height (in)	4
Num of member	2
Height of members (in)	4
Air inlet height (ft)	15
Num of Nozzel	196
Dis to Dis of Nozzel (ft)	3
Bay distance	6
Water flow rate (Gpm)	12500
Exit (Entering) water temp (°F)	89
Inlet (Leaving) water temp (°F)	104
Fill Depth (ft)	4
Fill flute size (mm)	19
Entering wet bulb temp (°F)	80
Relative humidity (%)	80
Site Elevation (ft)	0
Exit air temp (°F)	97
Arrangement (num) of air inlet	2
Material	wood
Type of air inlet louver	widely spaced
K1	2.5
K4	1.8
K5	0.18
R/D	0.1
Fan diameter (ft)	28
Air seal disk diameter (in)	88
Margin	3.6
Fan Stack Height (ft)	10

محاسبه‌ی افت فشار در Air Inlet			
Level	PD1	Value	Unit
1	New Tower Range = Design Range / (1 - % by pass wall water / 100)		Write formula
2	Water flow rate per nozzels	63.7755	GPM/Nozzle
3	α (Wall)	357.143	GPM
4	α (column)	459.184	GPM
5	%By-Pass Water	3.26531	%
6	Actual range	15.5063	°F
7	L/G = (ha2 - ha1) / New Tower Range		
ha2	محاسبه با نرم افزار (RH=100% , DB=Exit air temp (°F))	66.5773	Btu/lb
ha1	محاسبه با نرم افزار (Wb=80% , DB=Entering wet bulb temp (°F))	43.6907	Btu/lb
Then	L2/G	1.47595	
8	L2	100765	lb/min
9	G	68271.4	lb/min
10	DP1=K1*((((Air mass*SPV/Total Area-Obstructed Area)/4008.7)^2)*DR1		Write formula
11	Bay number	7	
12	Area of obstruction due to columns	70	ft2
13	Area of obstruction due to traversal members	56	ft2
14	Total Area of Obstructions	126	ft2
15	Overall Area of Air Inlet	1260	ft2
16	Net Area Of Air Inlet	1134	ft2
17	محاسبه با نرم افزار (DB @RH=80%,WB=80)		
	DB	85.242	°F
18	محاسبه Specific Volume & p (در DB به دست آمده و RH)		
	Specific Volume	14.223	ft3/lb dry air
	p	0.07031	lb/ft3
19	Air Flow Volume	971024	ft3/min
20	Air Velocity	856.282	ft/min
21	Pressure Drop 1	0.10693	inch Aq

شکل ۱۱ - محاسبه‌ی دقیق افت فشار در هوای ورودی با ابزار محاسباتی پیشنهادی

▪ محاسبه‌ی DP2 (افت فشار استاتیکی پرکننده)

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

در مورد افت فشار در پرکننده دانستن این نکته حائز اهمیت است که DP2 مانند دیگر قسمت‌ها محاسبه نمی‌شود. بلکه تابع محاسباتی آن و پارامترهای مربوطه، توسط سازنده ارائه می‌شود. حال در ادامه افت فشار استاتیکی در پرکننده برای نمونه‌ی مطالعاتی یادشده محاسبه خواهد شد.

حال در ادامه میانگین سرعت هوا در سطح خنک‌کننده محاسبه می‌گردد؛ به دلیل اینکه سرعت متوسط هوا باید رعایت شود بر مبنای فرضیات زیر بنا شده است؛

تبادل حرارتی در منطقه‌ی بارش^{۱۲} ناچیز است و تغییری بین هوای ورودی به برج و پایین پرکننده وجود ندارد.

حرارت تنها در بخش پرکننده با پاشش آب اتفاق می‌افتد.

هوای خروجی از پرکننده به صورت ۱۰۰٪ اشباع می‌باشد و گرمای هوای خروجی از آب به عنوان یک فرایند آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شود.

برای محاسبه‌ی میانگین سرعت هوا، می‌بایست میانگین حجم هوا و حجم مخصوص در پرکننده محاسبه گردد.
 داریم:

(حجم مخصوص در دمای خروجی برج / 1 + حجم مخصوص در دمای ورودی برج / 1) / 2 = میانگین حجم مخصوص

85.24 DBT & 80% RH در حجم مخصوص = 14.2230 ft³/lb

97.0 DBT & 100% RH در حجم مخصوص = 14.9362 ft³/lb (دمای خروجی تخمین زده شده است)

14.5709 ft³/lb = میانگین حجم مخصوص در پرکننده

994,776.8 ft³/min = میانگین حجم هوا در پرکننده = جریان جرمی هوا × میانگین حجم مخصوص

منطقه‌ی خالص پرکننده / میانگین حجم هوا = میانگین سرعت هوا

(100 / انسداد پرکننده % - 1) × (عرض سلول × طول سلول) = منطقه‌ی خالص پرکننده

1.11% = 100 × حاشیه^{۱۳} × (عرض ستون × طول ستون) / (تعداد ستون‌ها × سطح مقطع ستون) = انسداد پرکننده %

(میزان حاشیه‌ی ایمنی برای یک برج چوبی حدوداً ۳/۶ می‌باشد.)

1,730.7 ft² = (42 × 42) × (1 - 1.11 / 100) = منطقه‌ی خالص پرکننده

574.78 ft/min = منطقه‌ی خالص پرکننده / میانگین حجم هوا در پرکننده = میانگین سرعت هوا در پرکننده

12,500 × (1 - 3.27 / 100) = منطقه‌ی خالص پرکننده / عبور انحرافی آب - 1 × نرخ جریان آب طراحی = منطقه‌ی خالص پرکننده / نرخ جریان آب برج = بارگیری آب^{۱۴}
 100) / 1,730.7 = 6.99 GPM/ft²

0.0718 lb/ft³ = چگالی هوا در 85.24 DBT & 80% RH

0.0696 lb/ft³ = چگالی هوا در 97.0 DBT & 100% RH

^{۱۲} Rain Zone

^{۱۳} Margin

^{۱۴} Water Loading

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

همان گونه که پیش‌تر گفته شد تمامی پارامترهای لازم برای محاسبه افت فشار در پرکننده در برج تعیین گردید. این پارامترها در رابطه‌ای که توسط سازنده ارائه می‌شود قرار گرفته و افت فشار استاتیکی در پرکننده محاسبه می‌گردد.

محاسبه‌ی DP2 (افت فشار استاتیکی در پرکننده) با ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی افت فشار در Fill			
Level	PD2	Value	Unit
1	Average Specific Volume = 2 / (1 / Specific Volume @ Tower Inlet Temp. + 1 / Specific Volume @ Tower Exit Air Temp)	Write formula	
2	محاسبه Specific Volume ها با نرم افزار و گرفتن میانگین آنها		
	در DBT=85.24 & RH=80%	14.223	ft3/lb
	در DBT=97 & RH=100%	14.9362	ft3/lb
	میانگین گیری	14.5796	ft3/lb
3	Average Air Volume	995370	ft3/min
4	Average Air Velocity @Fill = Average Air Volume @Fill / Net Fill Area	Write formula	
5	Water Loading = Tower Water Flow Rate / Net Fill Area	Write formula	
6	% Fill Obstruction	1.11111	%
7	Net Fill Area	1744.4	ft2
8	Average Air Velocity	570.609	ft/min
9	Water Loading	6.9318	GPM/ft2
10	محاسبه میانگین p ها با استفاده از میانگین SPV ها	0.06859	lb/ft3
11	قرار دادن متغیرهای بالا در فرمولی که سازنده ارائه می‌دهد: Pressure Drop 2		inch Aq

*** افت فشار در Fill ها تنها توسط فرمولی محاسبه می‌شود که توسط شرکت سازنده ارائه گردیده است و مبنای محاسبه‌ی آن با سایر قسمت‌ها متفاوت است ***

شکل ۱۲ - محاسبه‌ی دقیق افت فشار در سطح خنک‌کننده با ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی DP3 و DP4 (افت فشار استاتیکی در حذف‌کننده‌ی پاشش^{۱۵})

همان طور که پیش‌تر توضیح داده شد مقدار DP3 در DP4 مستتر است. لذا نیازی به محاسبه‌ی مجدد آن وجود ندارد. در واقع منطقه‌ی خالص در حذف‌کننده‌ی پاشش همان منطقه‌ی خالص در پرکننده می‌باشد. به طور کلی ضریب افت فشار برای حذف‌کننده‌ی پاشش بین ۱/۶ تا ۲ است.

لذا افت فشار در حذف‌کننده‌ی پاشش برای نمونه‌ی مطالعاتی یاد شده به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\text{منطقه‌ی خالص در حذف‌کننده‌ی پاشش} = (42 \times 42) \times (1 - 1.11 / 100) = 1,730.7 \text{ ft}^2.$$

^{۱۵} Drift Eliminator

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

تغییری در جریان جرمی هوای خروجی از برج وجود ندارد، بنابراین مقدار جریان جرمی هوای مشابه حالت قبل محاسبه می‌شود و برابر با 68,271.47 lb/min می‌باشد. چگالی هوا و حجم مخصوص در ۹۷ درجه فارنهایت و 100% RH به ترتیب برابر است با 14.9362 ft³/lb و lb/ft³.

حجم هوا در حذف‌کننده‌ی پاشش = جریان جرمی هوا x حجم مخصوص

منطقه‌ی خالص در حذف‌کننده‌ی پاشش / حجم جریان هوا در حذف‌کننده‌ی پاشش = سرعت هوا در حذف‌کننده‌ی پاشش

589.19 ft/min = سرعت هوا در حذف‌کننده‌ی پاشش

بنابراین مقدار افت فشار در این قسمت به صورت زیر محاسبه می‌شود.

0.0361 inch Aq = $1.8 \times (589.19 / 4008.7) \times 2 \times (0.0696 / 0.0750) \times K (V / 4008.7)^2$ = نسبت چگالی^{۱۶} x افت فشار

محاسبه‌ی DP4 (افت فشار استاتیکی در حذف‌کننده‌ی پاشش) با ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی افت فشار در Drift Eliminator			
Level	PD4	Value	Unit
1	Net Area 2=Net Area 4	1744.4	ft2
2	محاسبه Specific Volume با نرم افزار		
	DBT=97 & RH=100% در	14.9362	ft3/lb
3	Air Volume	1019715	ft3/min
4	Air Velocity	584.565	ft/min
5	p	0.066951	lb/ft3
6	Pressure Drop 4	0.034169	inch Aq
*** محاسبه‌ی افت فشار در Water Distribution Piping در محاسبات فوق لحاظ شده است ***			
*** ناحیه‌ی خالص در بخش‌های Fill و Drift Eliminator با هم برابر است ***			

شکل ۱۳ - محاسبه‌ی دقیق افت فشار در حذف‌کننده‌ی پاشش با ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی DP5 (افت فشار استاتیکی در ورودی فن)

با در نظر گرفتن همان نمونه‌ی مطالعاتی و شرایط زیر افت فشار در ورودی فن را محاسبه می‌کنیم.

قطر فن: 28 feet

قطر سیل دیسک^{۱۷}: 88 in

R/D: 0.10

k5=0.18: ضریب افت فشار در ورودی فن

از حذف‌کننده‌ی پاشش به فن تغییری در حرارت وجود ندارد؛ لذا حجم مخصوص در فن همان مقدار را در حذف‌کننده‌ی پاشش دارد.

اکنون منطقه‌ی خالص فن را محاسبه می‌شود.

573.52 ft2 = (قطر سیل دیسک - قطر فن) x 4 / 3.1416 = منطقه‌ی خالص فن

^{۱۶} Density Ratio

^{۱۷} Seal Disk

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

حجم هوا در فن مشابه حجم هوا در حذف‌کننده‌ی پاشش است. بنابراین افت فشار در ورودی فن از رابطه‌ی زیر حاصل می‌شود.

$$K \left(\frac{V}{4008.7} \right)^2 \times 0.18 \times (1778.0 / 4008.7)^2 \times (0.0696 / 0.0750) = 0.0329 \text{ inch Aq.}$$

محاسبه‌ی DP5 (افت فشار استاتیکی در ورودی فن) با ابزار محاسباتی پیشنهادی

محاسبه‌ی افت فشار در Fan Inlet			
Level	PD5	Value	Unit
1	Air Volume 4=Air Volume 5	1019715	ft3/min
2	Net Area	573.5165	ft2
3	Air Velocity	1778.005	ft/min
4	p4=p5	0.066951	lb/ft3
5	Pressure Drop 5	0.03161	inch Aq

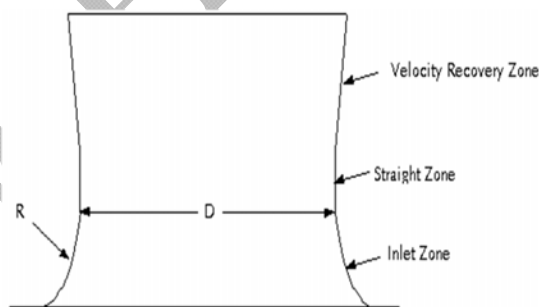
*** حجم هوا و چگالی در بخش‌های Drift Eliminator و Fan Inlet با هم برابر است ***

شکل ۱۴ - محاسبه‌ی دقیق افت فشار در ورودی فن با ابزار محاسباتی پیشنهادی

لازم به ذکر است اختلاف ناچیز بین پاسخ‌ها ناشی از گرد کردن اعداد در محاسبات عادی می‌باشد.

بازیابی سرعت^{۱۸} در تنوره^{۱۹}

Fan Stack از سه ناحیه تشکیل می‌شود و برای به حداکثر رساندن راندمان فن، جلوگیری از بازچرخانی هوا و همچنین جلوگیری از چرخش فن به واسطه‌ی باد استفاده می‌شود. [۴]



شکل ۱۵ - سه ناحیه در Fan Stack

محاسبه‌ی بازیابی سرعت

^{۱۸} Velocity Recovery

^{۱۹} Fan Stack

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

ارتفاع مناطق ورودی، مستقیم و بازیابی سرعت، تحت شرایط زیر برای یک نمونه‌ی مطالعاتی محاسبه می‌شود.

۲۰ قطر فن: 28 feet
 ارتفاع تنوره: 10 feet
 R/D: 0.15
 ۲۰ بعد عمودی نوک تیغه در حداکثر زاویه‌ی گام
 ۲۱ حداکثر انحراف نوک پره
 ۲۲ بعد اضافی از لبه‌ی عقبی تیغه

(۱) منطقه‌ی ورودی فن
 $0.15 \times 28 \text{ feet} = 0.15 \times 28 \times 12 = 50.4 \text{ inch}$
 (۲) منطقه‌ی مستقیم
 $25.73 \text{ inch} = (5.73 + 14 + 6)$
 (۳) منطقه‌ی بازیابی سرعت
 $10 \times 12 - 50.4 - 25.73 = 43.87 \text{ inch}$
 ارتفاع منطقه‌ی مستقیم - ارتفاع منطقه‌ی ورودی - کل ارتفاع تنوره = ارتفاع منطقه‌ی بازیابی سرعت

هیچ تئوری در برآورد بازیابی سرعت در تنوره وجود ندارد که مورد قبول همگان باشد. طراحان آن را از روابط تجربی محاسبه می‌نمایند. طی آزمایش‌های فراوان، این نتیجه حاصل شد که ۷ درجه کارآمدترین زاویه‌ی مخروطی است.

روش‌های زیر برای محاسبه‌ی بازیابی سرعت استفاده می‌شوند:

(۱) روش Hudson Products Corp

فرمول بازیابی سرعت هادسون با زاویه‌ی مخروطی ۷ درجه و راندمان تنوره ۷۰ درصد بنا شده است.

(فشار ناشی از سرعت در بالای تنوره - بازیابی فشار در فن) $\times 70\%$ راندمان تنوره = بازیابی سرعت

(۲) روش MRL Corp

زاویه‌ی ونتوری همانند رابطه‌ی هادسون است اما راندمان تنوره از رابطه‌ی (قطر فن / ارتفاع ونتوری) $\times 0.2 - 0.8$ محاسبه می‌گردد.

(فشار ناشی از سرعت در بالای تنوره - فشار ناشی از سرعت در فن) \times (قطر فن / ارتفاع ونتوری) $\times 0.2 - 0.8$ = بازیابی سرعت

برای یافتن فشار ناشی از سرعت در بالای تنوره می‌بایست مساحت بالای تنوره داده شده محاسبه شود.

ارتفاع ونتوری $\times \tan 7^\circ + 2 \times$ قطر فن = قطر بالای تنوره

$0.7854 \times [28 + 2 \times \tan 7^\circ \times 43.87 / 12]^2 - (88 / 12)^2 = 613.6 \text{ ft}^2$ = مساحت بالای تنوره

$1019716.289 / 613.6 = 1,661.86 \text{ ft/min}$ = مساحت بالای تنوره / حجم هوا در فن = سرعت هوا در بالای تنوره

$(1661.86 / 4008.7)^2 \times (0.0696 / 0.0750) = 0.1594 \text{ inch Aq.}$ = فشار ناشی از سرعت در بالای تنوره = فشار ناشی از سرعت در بالای تنوره

محاسبه‌ی راندمان تنوره از رابطه‌ی MRL Crop:

$\{0.8 - 0.2 \times [(43.87 / 12) / 28]\} \times 100 = 77.4\%$ = راندمان تنوره

$(1778.0 / 4008.7)^2 \times (0.0696 / 0.0750) = 0.1825 \text{ inch Aq.}$ = فشار ناشی از سرعت در فن = فشار ناشی از سرعت در فن

$0.774 \times (0.1825 - 0.1594) = 0.0178 \text{ inch Aq.}$ = راندمان تنوره = بازیابی سرعت

۲۰ Vertical Dimension of Blade Tip at Max. Pitch Angle

۲۱ Maximum Deflection of Blade Tip

۲۲ Extra Dimension from the trailing edge of blade

۲۳ Fan Inlet Zone

۲۴ Straight Zone

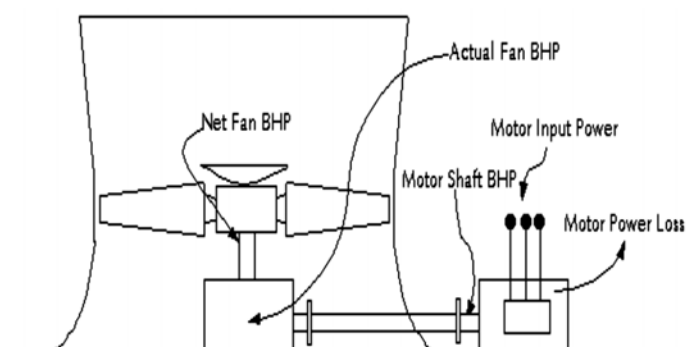
۲۵ Velocity Recovery Zone

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

محاسبه‌ی بازیابی سرعت با ابزار محاسباتی پیشنهادی

مشخصات لازم برج خنک کن برای محاسبه‌ی Velocity Recovery	
Data	Value
Fan diameter (ft)	28
Fan Stack Height (ft)	10
R/D	0.15
Vertical Dimension of Blade Tip @ Max. Pitch Angle (in)	5.73
Maximum Deflection of Blade Tip (in)	14
Extra Dimension from the trailing edge of blade (in)	6
Air seal disk diameter (in)	88
Air Volume 4=Air Volume 5=Air Volume @ Fan (ft ³ /min)	1019716.29
$\rho_4=\rho_5$ =Air Density (ft ³ /min)	0.0696
Air Velocity 5=Air Velocity @ Fan (ft/min)	1778

شکل ۱۶- وارد کردن مشخصات برج برای محاسبه‌ی بازیابی سرعت در ابزار محاسباتی پیشنهادی



شکل ۱۸- نمایش کلیات ساختار موتور و تلفات آن

تعیین اسب بخار ترمز (BHP) و حداقل سایز موتور

اکنون به بررسی نحوه‌ی محاسبه‌ی BHP و حداقل سایز موتور با توجه به افت فشار استاتیکی و بازیابی سرعت و در نتیجه میزان افت فشار کل در برج خنک کن تر و در نظر گرفتن سایر متغیرهایی که ادامه محاسبه می‌شوند، پرداخته خواهد شد [۶].

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

شکل ۱۷ - محاسبه‌ی دقیق بازیابی سرعت با ابزار محاسباتی پیشنهادی

برای محاسبه‌ی اسب بخار ترمز فن و بازده استاتیکی فن یک نمونه‌ی مطالعاتی با شرایط زیر را در نظر می‌گیریم.

راندمان کل فن 80.1%

0.95: ضریب تصحیح سیستم محیط زیست^{۲۶}

0.96: راندمان انتقال قدرت کاهنده‌ی دنده^{۲۷}

0.89: راندمان موتور

راندمان (/ فشار استاتیکی در inch Aq x حجم هوا در ACFM = (راندمان کل فن) / فشار کل در inch Aq x حجم هوا در ACFM = اسب بخار ترمز فن^{۲۸}
 (راندمان کل فن x 6356) = (فشار کل در inch Aq x حجم هوا در ACFM) / فشار استاتیکی در inch Aq x حجم هوا در ACFM = اسب بخار ترمز فن^{۲۸}

(راندمان کل فن x 6356) استاتیکی فن

$0.1092 + 0.3011 + 0.0361 + 0.0329 =$ افت فشار در ورودی فن + افت فشار در لوله‌های توزیع آب + افت فشار در پرکننده + افت فشار در ورودی هوا = فشار استاتیکی کل
 $= 0.4793$ in Aq.

$0.4793 + 0.1825 - 0.0178 = 0.6439$ in Aq. بازیابی سرعت - فشار ناشی از سرعت + فشار استاتیکی کل = فشار کل

128.98 BHP = $1019716.28 \times 0.6439 / (0.801 \times 6356)$ = اسب بخار ترمز فن

57.4% = $1019716.28 \times (0.4793 - 0.0178) / (128.98 \times 6356)$ = (فشار استاتیکی در inch Aq x حجم هوا در ACFM) = راندمان استاتیکی فن

135.77 BHP = $128.98 / 0.95$ = ضریب تصحیح سیستم محیط زیست / ناحیه‌ی اسب بخار ترمز فن = اسب بخار واقعی ترمز فن

141.43 BHP = $135.77 / 0.96$ = راندمان انتقال قدرت کاهنده‌ی دنده / اسب بخار واقعی ترمز فن = اسب بخار ترمز شفت موتور^{۲۹}

158.91 BHP (89% راندمان موتور) = $141.43 / 0.89$ = راندمان موتور / اسب بخار ترمز شفت موتور = قدرت ورودی موتور^{۳۰}

160.24 HP = $141.43 \times 1.1 \times 1.03$ = ضریب ایمنی^{۳۳} x حاشیه حداقلی موتور^{۳۲} x اسب بخار ترمز شفت موتور = حداقل قدرت موتور^{۳۱}

سایز بعدی موتور ۱۷۵ اسب بخار است. حاشیه‌ی حداقلی موتور به نحوه‌ی عملکرد برج و شرایط محیطی بستگی دارد.

Level	Fan Inlet Zone, Straight Zone, Velocity Recovery Zone	Value	Unit
1	Fan Inlet Zone	50.4	in
2	Straight Zone	25.73	in
3	Velocity Recovery Zone (or Venturi Height)	43.87	in
Level	Velocity Recovery	Value	Unit
1	Velocity Recovery = 70% of Fan Stack Efficiency x (Velocity Pressure @Fan - Velocity Pressure @Top of Fan Stack)	Writing Hudson formula	
2	Velocity Recovery = 0.8 - 0.2 x (Venturi Height / Fan Diameter) x (Velocity Pressure @Fan - Velocity Pressure @Top of Fan Stack)	Writing MRL Corp formula	
3	Diameter of Fan Stack Top	28.89934	ft
4	Area of Fan Stack Top	613.7067	ft ²
5	Air Velocity @ Fan Stack Top	1661.569	ft/min
6	Velocity Pressure @ Fan Stack Top	0.159433	inch Aq
7	Fan Stack Efficiency (by MRL Corp)	77.38869	%
8	Velocity Pressure @ Fan	0.182559	inch Aq
9	Velocity Recovery	0.017897	inch Aq

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
 ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
 مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
 HVACconf-IRSHRAE-1-090

مشخصات لازم برج خنک کن برای محاسبه ی Minimum Motor Power	
Data	Value
PD1 (in Aq)	0.1092
PD2 (in Aq)	0.3011
PD4 (in Aq)	0.0361
PD5 (in Aq)	0.0329
CFM Fan	1019716.28
Fan Total Efficiency (%)	80.1
Velocity Pressure (in Aq)	0.1825
Velocity Recovery (in Aq)	0.0178
System Environmental Correction Factor (Default=0.9)	0.95
Efficiency of Power Transmission of Gear Reducer (Default=0.95)	0.96
Efficiency of Motor (Default=0.85)	0.89
Motor Minimum Margin	1.1
Operation Safety	1.03

Level	Break Horsepower & Fan Static Efficiency	Value	Unit
1	Writing formula	Writing formula	
2	Total Static Pressure	0.4793	in Aq
3	Total Pressure	0.644	in Aq
4	Fan breakhorsepower (or Net Fan BHP)	128.9879	BHP
5	Fan Static Efficiency	57.40085	%
Level	Motor Input Power & Minimum Motor Power	Value	Unit
1	Actual Fan BHP	135.7767	BHP
2	Motor Shaft BHP	141.434	BHP
3	Motor Input Power	158.9147	BHP
4	Minimum Motor Power	160.2448	HP

محاسبه‌ی اسب بخار ترمز (BHP) و حداقل سائز موتور با ابزار محاسباتی

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

با توجه به کاربرد گسترده‌ی برج خنک کن در صنعت و لزوم اهمیت در طراحی صحیح آن در کشور نیاز به یک ابزار محاسباتی دقیق و کارآمد بیش از پیش احساس می‌شود. با توجه به مباحث مورد بررسی و انجام محاسبات طراحی بخش‌های مختلف یک برج خنک کن تر و نتایج بسیار دقیق آن نسبت به محاسبات دستی توام با سادگی در روند طراحی، این خلاء تا حد قابل قبولی جبران گردید.

طبعاً امکان ارتقا و بهبود در هر سطحی امکان‌پذیر است، به عنوان مثال این امکان موجود است که این ابزار در قالب یک نرم‌افزار کاربردی ارائه گردد و یا محاسبات سایکرومتریک با سایر محاسبات به صورت یکپارچه در بیابند. لذا به مهندسين و محققين پیشنهاد می‌گردد در صورت امکان گام‌های موثر علمی در جهت پیشرفت این ابزار محاسباتی بردارند.

شکل ۱۹ - محاسبه‌ی دقیق Break Horse power و حداقل سائز موتور با ابزار محاسباتی پیشنهادی



مراجع

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-090

[۱] آبتین عطایی، سید مرتضی قاضی میرسعید، یونس ندافی؛ امکان سنجی فنی و اقتصادی استفاده از ازن در برج‌های خنک‌کن تر با هدف کاهش مصرف آب و مواد شیمیایی و انرژی، سومین همایش ملی مدیریت ملی و محیط زیست، ۱۳۹۲

[۲] آبتین عطایی، مهدی دشتی رحمت آبادی، محمد باقر ایزدی؛ طراحی و آنالیز انرژی و اکسرژی سیستم بازیافت آب با فیلتر فلزی از هوای اشباع خروجی تنوره برج خنک‌کن تر، سومین همایش بین المللی چیلر و برج خنک‌کن، ۱۳۹۱

[۳] آبتین عطایی، سید مرتضی قاضی میرسعید، محمد تاجدینی؛ کاهش میزان بارآلودگی آب دوریز و کاهش مصرف آب بوسیله روش ازن زنی در برج‌های خنک‌کن تر، سومین همایش ملی مدیریت انرژی در صنایع نفت و انرژی، ۱۳۹۲

[4] Cooling Tower Technical Site of Daeil Aqua Co., Ltd; Cooling Tower Thermal Design; 2006; Korea

[5] Midwest Research Institute ; Development Of Particulate Emission Factors For Wet Cooling Towers; 1991

[6] U.S. Department of Energy; Electricity Reliability Impacts of a Mandatory Cooling Tower Rule for Existing Steam Generation Units, 2008