بسمه تعالی

جزوه

تهویه مطبوع و تاسیسات

دانشگاه

تهران

تهویه مطبوع تأسیسات — جلسه اول

Air conditioning

comfortable condition: 75o (بطور متوسط) 22°c

در یک اطاق رطوبت هوا [illegible] که [illegible] Comfortable
[illegible] 5°c [illegible]
نشود

۱. مشخصات فیزیکی هوا — psychometric

دمای خشک (db) T_{db} (dry bulb T) — دمای مرطوب (wb) T_{wb} (wet bulb T)

$RH = \frac{P_v}{P_s} = \frac{m_v}{m_s} = \frac{\rho_v}{\rho_s} = \frac{v_s}{v_v}$ ← حجم مخصوص — رطوبت مخصوص: $w = \frac{m_v}{m_a} = 0.622\frac{P_v}{P_a}$

رطوبت نسبی R.H. (Relative humidity) — نسبت رطوبت w (Humidity Ratio)

- آنتالپی (Enthalpy < هوای خشک / بخار آب + ... آنتالپی هوا kJ/kg

نکته: آنتالپی هوا را به سرمایش اتاق [illegible]

توجه: ممکن است گرمایش اتاق ثابت (آنتالپی هوا) را در یک طرف [illegible]
[illegible]

- حجم مخصوص هوا — specific volume (v) m^3/kg : حجم هوای مرطوب به جرم هوای خشک

$v = 0.754(t_d + 96)/(P - RH \times P_s)$

$w: \underbrace{[kg/kg] \cdot [g/kg]}_{\text{متریک}} \cdot \underbrace{[lb/lb] \cdot [Gr/lb]}_{\text{انگلیسی}}$

1 lb = 7000 Grain
1 kcal = 4 Btu

گرمای محسوس (SH) — Sensible Heat (SH)
گرمای نهان (LH) — Latent Heat (LH)

گرمایی که برای افزایش رطوبت هوا به کار می‌رود گرمای نهان [illegible]
رطوبت هوا به وجود می‌آید

گرمای نهان: گرمایی که در اثر تغییر رطوبت هوای خشک به وجود می‌آید ـ گرمای لیتنت [مثل گرمای حاصل از تعریق]

گرمای کل (T.H) Total Heat | $T.H = S.H + L.H$

ضریب گرمای محسوس (SHF) Sensible Heat Factor $SHF = \frac{SH}{SH + L.H}$

• دستگاه‌های هواساز که گرما یا سرما تولید می‌کنند، سیستم‌های مرکزی ـ چیلرها | چیلرهای جذبی / چیلرهای تراکمی

گرمایش: محاسبه بار گرمایی ـ سرمایش: محاسبه بار سرمایی

Heating Load Calculation ـ Cooling Load Calculation

↓ گرمایش آدیاباتیک ـ ↓ سرمایش تبخیری، سرمایش آدیاباتیک

با سرمایش تبخیری که در تابستان با ایجاد رطوبت می‌توانیم هوا را خنک کرده و شرایط راحتی را فراهم کنیم

روش‌های مختلف در سرمایش:

۱) سرمایش تبخیری حرارت گرفتن از هوا

2) سرمایش به وسیله حرارت گرفتن (مثلاً از 1Kg آب برای تبخیر 2500 kJ گرما استفاده کند.)
ـ جدول تبخیر

3) حرارت گرفتن به وسیله ماشین

۴) چیلرها | جذبی / تراکمی

5) CHP

تهویه مطبوع

جلسه دوم

تذکر: هر چه هوا مرطوب‌تر باشد (رطوبت نسبی بالاتر است) دمای خشک [illegible] دمای مرطوب خیلی به هم نزدیک‌ترند [illegible] [illegible] دمای [illegible] [illegible] [illegible] ٪ [illegible]
و هوای [illegible] تقریباً حالت اشباع [illegible] ۱۰۰ ٪ رطوبت است [illegible] [illegible]
[illegible] تغییر [illegible]

دمای خشک ≥ دمای مرطوب

هر چه هوای مرطوب [illegible] باشد، امکان اینکه حالت اشباع [illegible] بیشتر [illegible].

در [illegible] T wet bulb [illegible] پایین [illegible] کنیم.

نکته: هر چه رطوبت نسبی ↓ [illegible] فاصله $T_{w.b}$ و $T_{d.b}$ ↑ [illegible] دمای [illegible]
مثلاً [illegible] دمای خشک [illegible] دمای مرطوب [illegible] [illegible]
[illegible] است.

فرآیند آدیاباتیک: جمع انرژی‌های [illegible] ثابت [illegible] است. [illegible] انرژی [illegible]
[illegible] انرژی [illegible]

نکته: در حالت اشباع هوا، دمای مرطوب و دمای خشک برابر است.

$$\boxed{T_{wb} = T_{db} \Rightarrow R.H = 100\%}$$

نکته: هر چه [illegible] باشد، [illegible] دمای [illegible] دمای مرطوب [illegible]

[illegible] رطوبت [illegible] مرطوب [illegible] دمای [illegible] [illegible]

[illegible] دمای خشک [illegible]

هوای [illegible] تقریباً [illegible] ۱۰۰ ٪ [illegible]
[illegible]

رطوبت نسبی: Relative Humidity

$R.H = \frac{P_v}{P_s} = \frac{m_v}{m_s}$

جرم بخار آب موجود در هوا در شرایط مسئله m_v فشار جزئی بخار آب در هوا P_v

حداکثر مقدار بخاری که در همان شرایط می‌تواند در هوا باشد m_s فشار اشباع بخار آب در آن دما P_s

$\hookrightarrow$ Saturated

مثال: اگر در دمای 40°C فشار بخار آب در هوا 3.6 kpa باشد رطوبت نسبی چقدر است؟

$P_t = P_{dry\,air} + P_v = P_{atm}$ $\qquad P_v = 3.6$

فشار کل فشار هوای خشک فشار جزئی

$P_{Sat,H_2O @ 40°C} = P_s = 7.12\ kpa$

تمرین 5

$\Rightarrow R.H = \frac{P_v}{P_s} = \frac{3.6}{7.12} = 50\%$

کوییز جلسه: 89/12/4 حل کنم

نسبت رطوبت: از عبارات زیر به دست می‌آید

یا رطوبت مخصوص $\left[\frac{kg}{kg}\right] \vdots \left[\frac{gr}{kg}\right] \vdots \left[\frac{lb}{lb}\right] \vdots \left[\frac{Grain}{lb}\right]$

$\boxed{1\,lb = 7000\ Grain}$ $\qquad \boxed{\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v}}$ $\qquad P_v$: فشار جزئی بخار

مثال: میزان استاندارد رطوبت مخصوص هوای اتاقی که رطوبت نسبی آن 60% باشد و دمای خشک آن 30°C باشد محاسبه کنید. فشار اتمسفر را 101.3 kpa در نظر بگیرید.

$R.H = 60\%$ $\qquad T_{db} = 30°C$ $\qquad P_{atm} = 101.3\ kpa$

$R.H = \frac{P_v}{P_s} = \frac{m_v}{m_s}$ $\qquad P_s = P_{Sat,H_2O @ 30°C} = 4.24\ kpa$

$R.H = 60\% = \frac{P_v}{4.24} \Rightarrow P_v = 2.54\ kpa$

$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} = 0.622 \frac{2.54}{101.3 - 2.54} = 0.016\ \frac{kg}{kg}$

به ازای هر 1kg هوای خشک 16 gr بخار آب وجود دارد ← $\omega = 16 \; gr/kg$

[illegible]

اگر هوا را اشباع کنیم [illegible] حداکثر فشار بخار [illegible] (Ps) حالا 3.6 درصد [illegible]

حرارت نیز هوا [illegible] 100% [illegible] درجه [illegible] آنگاه هوا [illegible]

پس به ازای هر 1kg هوا باید 2gr بخار آب به هوا اضافه شود

شرایط هوای بیرون در تابستان [illegible]

در تابستان [illegible] خشک [illegible] هوا [illegible] کنیم

$\left\{ \begin{array}{l} 45°C \\ 37\% \end{array} \right. \xrightarrow[\text{رطوبت}]{\text{خنک‌سازی}} \left\{ \begin{array}{l} 22°C \\ 50\% \end{array} \right.$

↓ 17 gr/kg بخار آب در هوا

↓ 15 gr/kg بخار آب در هوا

مگر اینکه هوا [illegible] Ps [illegible]

نسبت رطوبتی یا رطوبت مخصوص — Humidity Ratio or specific humidity

مقدار بخار آب موجود در 1kg هوای خشک را رطوبت مخصوص می‌نامند

$\omega \left[\frac{kg}{kg}\right] \text{ یا } \left[\frac{gr}{kg}\right] \qquad \omega \left[\frac{lb}{lb}\right] \text{ یا } \left[\frac{grain}{lb}\right]$ | 1lb = 7000 grain

هوا در تابستان [illegible] هوای خشک [illegible] چون [illegible]

موجود [illegible] ثابت می‌ماند ⇐ نسبت رطوبت ثابت می‌ماند [illegible]

[illegible] نسبت رطوبت هم [illegible]

[illegible] رطوبت یا رطوبت مخصوص ثابت

باقی می‌ماند [illegible] $\omega = cte$

[illegible] نسبت رطوبت [illegible]

مثل اینکه [illegible] Heater استفاده [illegible] هوا [illegible]

گرمای نهان : هنگامی حرارت گرمایی که صرف رطوبت و تبخیر آب در هوا گردد آن گرما را نهان باشد

Latent Heat (L.H) آن گرمای نهان گویند

مثل اینکه رطوبت هوا ۵۰٪ باشد و ما بخواهیم ۲۰٪ آن را اضافه کنیم و در این صورت نسبت رطوبت تغییر یافته به محیط انرژی اضافه می کند.

Total Heat (T.H.) گرمای کل : مجموع گرمای محسوس و گرمای نهان است.

T.H = S.H + L.H

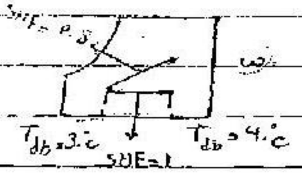
هوایی که از روی سطح ... گرم می کند ، مجموع گرمای نهان و محسوس است

نسبت رطوبت تغییر نمی کند لذا رطوبت نسبی تغییر می کند

Sensible Heat Factor فاکتور گرمای محسوس :

$$SHF = \frac{SH}{SH + L.H}$$

LH → SHF = 1



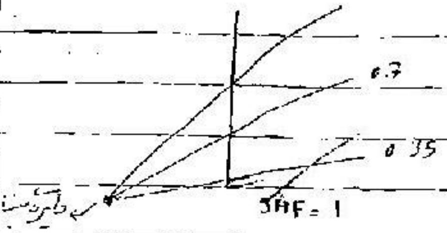
RSHF : SHF ی که در اتاق اتفاق می افتد مربوط به بار برای ساختمان

Alignment circle

دایره مبنا : دایره ای است که نقطه ای از آن که روی خط 80 F درجه و رطوبت 50٪ باشد

طرح مبنا می باشد

در نمودار سایکرومتریک



که دایره مبنا را با خط SHF موازی خط ...

در اتاق ... می رود

ادامه جلسه ی (۲) :

نسبت رطوبت یا رطوبت مخصوص

۱. از نمودار سایکرومتریک بدست می آید

1lb = 7000 gr

$[kg/kg]$ یا $[gr/kg]$

$[lb/lb]$ یا $[Grain/lb]$

۲. از رابطه ی زیر قابل محاسبه است :

$$W = 0.622 \times \frac{P_v}{P_{atm} - P_v}$$

P_v : فشار جزئی بخار

$W \downarrow [kg/kg]$

مثال : نسبت رطوبت از نمودار سایکرومتریک، رطوبت مخصوص هوای اتاقی که رطوبت نسبی آن 60٪ باشد و دمای خشک آن 30°c باشد بدست آورید. فشار اتمسفر را Patm = 101.3 kpa در نظر بگیرید.

$R.H = 60\%$ $T_{db} = 30°c$

$$R.H = \frac{P_v}{P_s} = \frac{m_v}{m_s}$$

P_s : فشار اشباع بخار

$$P_s = P_{sat\ H_2O} @ 30°c = 4.24 \text{ kpa}$$

$$0.60 = \frac{P_v}{4.24} \longrightarrow P_v = 2.54 \text{ kpa}$$

$$W = 0.622 \times \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} = \frac{2.54}{101.3 - 2.54} \times 0.622 = 0.016 \text{ kg/kg}$$

گرمای محسوس: (Sensible Heat → SH)

هنگامی که هوا گرم یا سرد بشود که مقدار رطوبت موجود در هوا تغییر نکند، آن را گرمای محسوس گویند. نسبت رطوبت ثابت است (نسبت رطوبت: مقدار رطوبت موجود در هوا است) ولی رطوبت نسبی تغییر می‌کند. ([illegible] تقریباً اشباع است)

$W = const$

گرمای نهان: (Latent Heat → L.H)

هنگامی که هوا گرم یا سرد بشود که دمای خشک آن ثابت بماند، آن را گرمای نهان گویند. نسبت رطوبت تغییر می‌کند. (رطوبتی که از هوا گرفته می‌شود [illegible] نسبت رطوبت را تغییر [illegible] و اختلاف انرژی آن همان گرمای نهان است.)

گرمای کل: (Total Heat → T.H)

جمع گرمای محسوس و گرمای نهان.

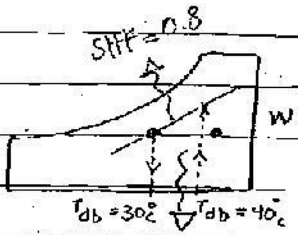
$T.H = S.H + L.H$

تهویه مطبوع هم گرمای نهان به sys اضافه می‌کند و هم گرمای محسوس

فاکتور گرمای محسوس: (SenSible Heat Factor → SHF)

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH}$$

شکل کلی نمودار سایکرومتریک به صورت زیر است:



$$\begin{cases} SHF = 1 & (LH = 0 \rightarrow SHF = 1) \\ W = const \end{cases}$$

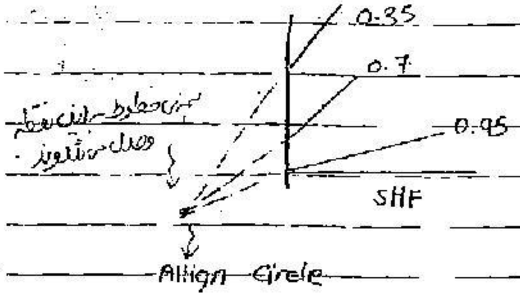
Year. Month. Date. ( )

برای هر کدام یک خط است. نسبت — RSHF داریم. یعنی بیشتر گرما که در داخل اتاق دیگر خنثی می‌کند.
↓
Room

(دقت اگر جایی که باید دفع کنیم با هم جبر کنیم که به شرایط مطلوب تبدیل کنیم باز گرمایی باید جابجایی)

دایره مبنا (Allign Circle)

معمولاً یک نقطه است. نقطه‌ای که در آن دمای خشک 80°F و رطوبت نسبی 50% باشد را دایره مبنا گویند.


0.35
0.7
0.95
SHF
تمامی خطوط به این نقطه وصل می‌شوند.
Allign Circle

آنتالپی

$h : [kJ/kg]$ یا $[Btu/lb]$

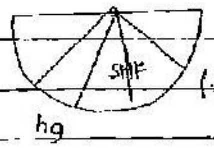
آنتالپی بخار موجود در هوا + آنتالپی هوای خشک = آنتالپی کل هوا

$h_t = c_p T + m_v \cdot h_g$ (h: آنتالپی بخار آب و h_g را به شرایط اشباع می‌گیریم)

یا $h_t = c_p T + \omega \cdot h_g$

$h_g = \frac{h_2 - h_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{\Delta h}{\Delta \omega}$ ← دما ثابت اگر فقط تغییر بخار آب داشته باشیم

(هر SHF معین یک h_g مشخص را معین می‌کند)



در سیستم انگلیسی، رابطه تقریبی زیر را داریم:

$h_t = 0.24 \times t_{db} + \omega h_g$

$h_g = 1062 + 0.44 \times t_{db}$

t_{db} [F] h [Btu/lb]

اگر جایی داریم که دمای خشک کاهش پیدا می‌کند و آنتالپی افزایش پیدا می‌کند. بنابراین ملاک گرمایش و سرمایش، افزایش و کاهش آنتالپی است. اگر آنتالپی تغییر نکند، گرمایش و سرمایش آدیاباتیک داریم.

۱- مرجع: کتاب تأسیسات ساختمان، مهندس طباطبایی (تأسیسات مکانیکی، تألیف مهندس مرتضی قمصری)

۲- Refrigeration & Air conditioning by stoecker - کتاب استوکر ترجمه شده
فصل‌های اولش که برای ما مفید است. ۸ فصل اول آن تهویه و از فصل ۹ به بعد تبرید است

۳- Hand Book ASHRAE

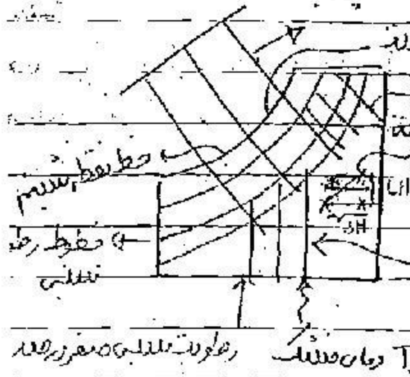
۴- کتاب carrier توضیحات کاملی دارد و خیلی مفید است.

۵- Thumb Calculation

Year. Month. Date

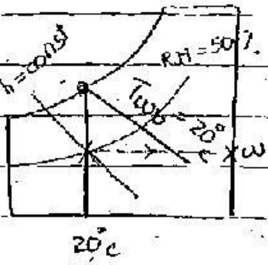
ادامه جلسه (۲) :

نمودار سایکرومتریک


خطوط انتالپی ثابت
رطوبت نسبی صد در صد اشباع
v = const (حجم مخصوص) [m³/kg]
ω
خطوط گرمایش و سرمایش (ω = const)
LH
SH
خطوط نقطه شبنم
خطوط رطوبت نسبی
خطوط دمای خشک ثابت .
رطوبت نسبی صفر درصد
دمای خشک T_db [°c] یا [F]

$\omega =$ نسبت رطوبت gr/kg یا kg/kg / [lb/lb] یا $[\frac{Grain}{lb}]$

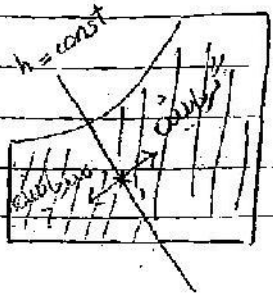
ما در آینده * داریم : $SHF = \frac{SH}{SH+LH}$


h = const
RH = 50%
T_wb = 20°
ω
20°c

هر چه قدر هوا مرطوب تر باشد دمای خشک و دمای مرطوب نزدیک تر می‌شوند تا جایی که وقتی رطوبت نسبی ۱۰۰٪ باشد، دمای خشک و دمای مرطوب یکی می‌شوند.

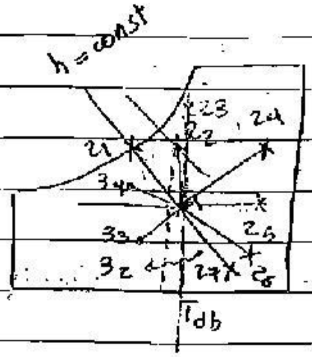
روی خط نقطه شبنم نقاطی قرار دارند که هر دو دمای خشک و مرطوب یکسان‌اند.

فرآیند گرمایش و سرمایش در نمودار سایکرومتریک :


h = const
گرمایش
سرمایش

۱. گرمایش   ۲. سرمایش

- گرمایش: وقتی که مقدار انتالپی هوا افزایش پیدا کند آن را گرمایش گویند.
- گرمایش آدیاباتیک: مقدار دمای خشک تغییر می‌کند (افزایش می‌یابد) ولی انتالپی هوا ثابت است.
- سرمایش: وقتی که انتالپی هوا کاهش پیدا کند سرمایش اتفاق می‌افتد.
- سرمایش آدیاباتیک: دمای خشک کاهش پیدا می‌کند ولی مقدار انتالپی هوا ثابت است.



$1 \rightarrow z_1$: سرمایش آدیاباتیک

$1 \rightarrow z_2$: $T_{db\,z_2} < T_{db\,1}$ & $h_2 > h_1$

گرمایش همراه با کاهش دمای خشک

$1 \rightarrow z_3$: فرآیند گرمایی دما ثابت

$T_{db\,z_3} = T_{db\,1}$

$h_{z_3} > h_1$

$1 \rightarrow z_4$: گرمایش با افزایش دمای خشک

$T_{db\,z_4} > T_{db\,1}$

$h_{z_4} > h_1$

$\omega_{z_4} > \omega_1$

دمای خشک و مقدار رطوبت هوا اضافه شده است.

$1 \rightarrow 2_5$: گرمایش محسوس $\omega_{25} = \omega_1$

$T_{db_{25}} > T_{db_1}$

$1 \rightarrow 2_6$: گرمایش همراه با کاهش نسبت رطوبت ⇐ وظیفه خشک‌کن ها

$1 \rightarrow 2_7$: گرمایش آدیاباتیک $T_{db_{27}} > T_{db_1}$

$h_{27} = h_1$

مشابه همین تغییرات را برای حالت سرمایش داریم.

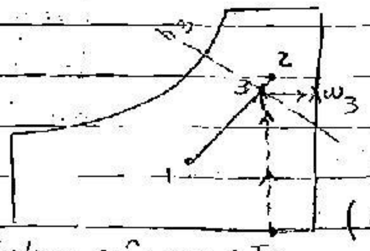
$1 \rightarrow 3_2$: سرمایش همراه با افزایش دمای
خشک

$1 \rightarrow 3_3$: سرمایش همراه با کاهش رطوبت

$1 \rightarrow 3_4$: سرمایش همراه با افزایش رطوبت

فرآیند کولرهای آبی آدیاباتیک است. اگر مشاهده می‌شود $1 \rightarrow 3_4$: عملکرد کولر آبی

اختلاط هوا:



هوایی که از اختلاط هوای 1 و 2 بدست می‌آید
یک تقسیم خطی است به جرم‌های نسبت
مثلاً دمای هوای مخلوط بستگی به نسبت خلوط
نسبت هوای 1 و 2 دارد $(c_pT + \omega h_g)$
و مجموع جرم هوای خشک هم است.

T_{db_3} را بدست می‌آوریم و سپس خواص نقطه 3 را پیدا می‌کنیم

* با فرض c_p ثابت، شرایط هوای مخلوط بدست آمده به صورت خطی خواهد بود (بر اساس
مجموع جرم هوای مخلوط شده $\dot{m}$)

BERKEH

یعنی اگر دبی حجمی داشتیم باید آن را به دبی جرمی تبدیل کنیم.

$$\dot{V} \Rightarrow \dot{m} = \rho A V = \rho \dot{V} \Rightarrow \dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v}$$

$v \rightarrow$ حجم مخصوص

(از روی نمودار سایکرومتریک)

دمای مخلوط را برای 3 بدین گونه پیدا می‌کنیم:

با فرض cp ثابت ، روابط زیر را داریم:

$$t_{db_3} = \frac{\dot{m}_1 t_{db(1)} + \dot{m}_2 t_{db(2)}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$t_{wb_3} = \frac{\dot{m}_1 t_{wb(1)} + \dot{m}_2 t_{wb(2)}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

کاربرد این مخلوط در دستگاه هواساز است. این دستگاه معمولاً هم با هوای اتاق و هم با هوای بیرون کار می‌کنند.

1 ـ جلسه دهم (۵):

• فرآیند سرد کردن و رطوبت گیری:

مثال: هوای بیرون — هوای داخل

$\begin{cases} T_{db} = 40^\circ C \\ T_{wb} = 27^\circ C \end{cases}$ — $\begin{cases} T_{db} = 25^\circ C \\ R.H = 50\% \end{cases}$

با استفاده از نمودار سایکرومتریک اولاً میزان رطوبت نسبی و نسبت رطوبت را برای هوای بیرون بدست آورید. ثانیاً مقدار گرمای محسوس، گرمای نهان، گرمای کل که باید برای واحد جرم هوا از آن گرفته شود را حساب کنید. ثالثاً مقدار رطوبتی که از هوا گرفته می‌شود برای واحد جرم هوا چقدر است؟

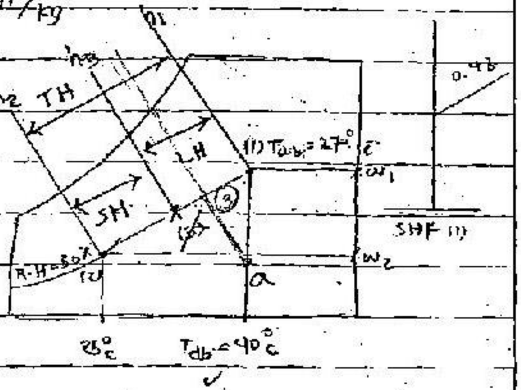
هوای تازه = outdoor Air (1)

$\omega_1 = \omega_{oa} = 0.017$ kg/kg $= 17$ gr/kg

$(R.H)_1 = (R.H)_{oa} \simeq 37\%$

$h_1 = h_{oa} = 85$ kj/kg

$v = 0.91$ m³/kg



$T_{wb(2)} = 18\,^\circ C$

$h_2 = 51$ kj/kg

$\omega_2 = 0.010$ kg/kg $= 10$ gr/kg

$h_3 \simeq 67$ kj/kg

$TH = \dot m \,[(h_2 - h_1)]$

$LH = \dot m\,(h_1 - h_3) = 1 \times (85 - 67) = 18$ kj

$SH = \dot m\,(h_3 - h_2) = 1 \times (67 - 51) = 16$ kj

$TH = SH + LH = 34$ kj

$SHF = \dfrac{SH}{SH + LH} = 0.48$

از ۱ به a فرایند سرمایش ✓

از a به ۲ فرایند سرمایش با کاهش رطوبت ✓

پس از انتقال a در راستای ۳ ✓

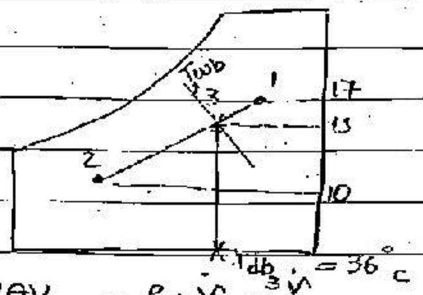
$h_1 - h_a =$ گرمای نهان ✓

$h_a - h_2 =$ گرمای محسوس ✓

$\Delta\omega = \dot m \times (\omega_2 - \omega_1) = 1 \times (17 - 10) = 7$ gr/kg

(به ازای هر kg هوا باید 7gr رطوبت گیری کنیم)

مثال: هوای تازه با دبی 0.5 m³/s با دمای خشک 40°c و دمای مرطوب 27°c با هوای برگشتی با دبی 0.2 m³/s با دمای خشک 25°c و رطوبت نسبی 50% مخلوط می‌کنیم. مطلوبست: ۱- دمای خشک نقطه مخلوط.
۲- نسبت رطوبت و دمای مرطوب نقطه مخلوط.


Twb
3
1
2
17
15
10
$T_{db_3} = 36°C$

$\dot{m} = \rho A V = \rho \times \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v}$

$\dot{m}_1 = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{0.5}{0.91} = 0.55\ kg/s$ ‏0.91 → از روی نمودار

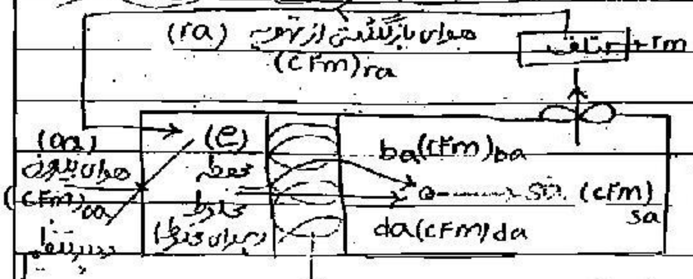
$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{0.2}{0.86} = 0.24\ kg/s$

$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 0.55 + 0.24 = 0.79\ kg/s$

$$\omega_3 = \frac{\dot{m}_1 \omega_1 + \dot{m}_2 \omega_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{0.55 \times 17 + 0.24 \times 10}{0.55 + 0.24} = 15\ gr/kg$$

$$T_{db_{(3)}} = \frac{\dot{m}_1 T_{db(1)} + \dot{m}_2 T_{db(2)}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \cong 36°C$$

۱- دستگاه‌های معمولی:


(ra) هوای بازگشتی از اتاق
$(cfm)_{ra}$
اتاق
rm
(oa)
هوای بیرون
$(cfm)_{oa}$
دریچه تنظیم
(e)
محفظه مخلوط
(هوای مخلوط)
$ba(cfm)_{ba}$
$sa\ (cfm)_{sa}$
$da(cfm)_{da}$
هوای بیرون
کویل گرمایی یا کویل سرمایی

ra = Recirculated Air هوای بازگشتی از اتاق

oa = Outdoor Air هوای بیرون

da = Dehumified Air

هوای رطوبت‌گیری شده (هوای اشباع): هوایی که تحت تاثیر کویل قرار گرفته.

ba = bypass Air = هوای کنارگذر

ba هوایی است که دقیقاً با مشخصات هوای مخلوط از بین کویل‌ها عبور می‌کند. در حقیقت هوایی است که بدون تأثیر از کویل سرمایی یا گرمایی و بدون تغییر از کویل عبور می‌کند. (هوایی که تحت تأثیر قرار نگرفته و در واقع فرار کرده و درصد آن خیلی کم است.)

* کویل سرمایی: دمای آب کویل سرمایی حدود 5° است.

CFM : cubic foot per minute (ft^3/min)

sa = Supplied Air = هوای تأمین شده
(در طراحی‌ها فرض بر این است که sa = da باشد یعنی ba = 0)

انواع کویل‌های سرمایی یا گرمایی:

کویل‌های یک ردیفه
" دو ردیفه ـ [illegible]
" سه ردیفه

(هر چه تعداد ردیف‌ها بیشتر باشد ba کاهش پیدا می‌کند.)

اگر در یک کویل یک ردیفه مقدار هوای ba برابر 0.15 باشد، در یک کویل دو ردیفه برابر 0.15^2 است. (در کویل سه ردیفه برابر 0.15^3 است.)

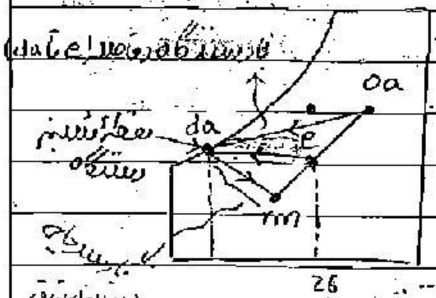
$$(CFM)_{ra} + (CFM)_{oa} = (CFM)_{da} + (CFM)_{ba} = (CFM)_{sa}$$

$$\text{if } (CFM)_{ba} = 0 \rightarrow (CFM)_{da} = (CFM)_{sa}$$

(در حالت ایده‌آل هوای da با [illegible] 100% هوای اشباع است.)

Year. Month. Date. ( )

در نمودار سایکرومتریک داریم:



هوای داخل اتاق ← rm

(در داخل اتاق اتفاق می‌افتد.)

باری که دستگاه عمل می‌کند از باری که در فضای داخل اتاق می‌افتد بیشتر است.

اگر هوا ٪100 هوای بیرونی بود، باری که دستگاه عمل می‌کرد فاصله oa تا da بود. (•)

* بار دستگاه چندین جور محاسبه می‌شود

T_{adp} : Temperature of apparatus dew point

دستگاه

حالت شرایط da است

۱- محاسبه (۶):

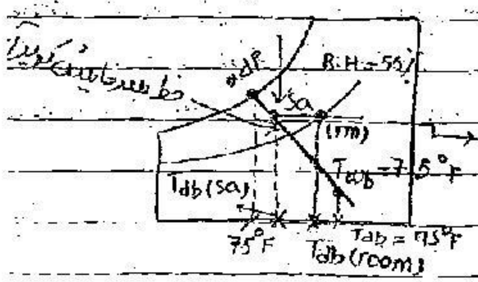
• مثالی از نمودار سایکرومتریک: R.H =

مثال: رطوبت نسبی داخل کارخانه ریسندگی باید 55٪ باشد. شرایط خارج از کارخانه در تابستان دمای خشک 95°F و Twb = 75°F است. دمای طرح خارجی کارخانه است با RSH = 2,100,000 . چون حجم فضا بالا و بار داخلی زیاد است به صورت بار کویل ... از سیستم ... حرارتی بدون ... از سیستم تهویه تبخیری و کولر آبی استفاده کنیم. مطلوب است: ۱) درجه حرارت خشک داخل کارخانه ۲) مقدار CFM هوای ورودی کارخانه از طریق دستگاه ۳) ... راندمان اشباع کولر آبی را 80٪ بگیرید. فرآیند را روی نمودار سایکرومتریک ترسیم کنید.

Year. Month. Date. ( )

کولر آبی، سرمایش تبخیری یا سرمایش آدیاباتیک است

هوا در این نقطه از کولر خارج می‌شود



* اگر $\eta_s = 100\%$ (بازده کولر آبی) باشد، صورت هوای خروجی از کولر آبی که از نقطه adp خارج خواهد شد.

→ RSHF = 1 خط بار سرمایی داخل اتاق

$$\eta_s = \frac{T_{db}(1) - T_{db}(sa)}{T_{db}(1) - T_{wb}(1)}$$

$$۸۰\% = \frac{95 - T_{sa}}{95 - 75} \longrightarrow \underbrace{T_{db}(sa) = 79°F}$$

& $T_{wb}(sa) = 75°F$

در این مسئله: $RLH \cong 0 \longrightarrow RSHF = \frac{RSH}{RSH + \cancel{RLH}_{0}} = 1$

از تلاقی

$\Rightarrow T_{db}(room) = 92.3°F$

و RSHF = 1

RH = 55%

$$CFM)_{sa} = \frac{RSH}{1.08\,(T_{db}(room) - T_{db}(sa))}$$

$$CFM = \frac{2,100,000}{1.08\,(92.3 - 79)} = 146,200$$

یا $\underset{\checkmark}{\dot{Q}} = \dot{m}(\underset{\checkmark}{h_{sa}} - \underset{\checkmark}{h_{rm}}) \longrightarrow \dot{m} = \checkmark \longrightarrow \dot{V} = \checkmark \longrightarrow$

همان بار سرمایی کویل

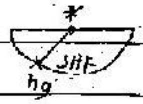
$CFM = \checkmark$

BERKEH

مثال: هوای بیرونی کارخانه‌ای دارای شرایط دمای خشک 70°F و رطوبت نسبی 60% است. برای انجام فرآیند خاصی باید دمای خشک هوا به 100°F برسانیم. برای این منظور بخار آب اشباع 600psi و دمای 1000°F و انتالپی 1516.7 $\frac{Btu}{lb}$ از طریق یک سیستم کنترل با هوای ورودی مخلوط می‌کنیم. مطلوب است تعیین مشخصات هوا پس از اختلاط بخار با هوا ؟

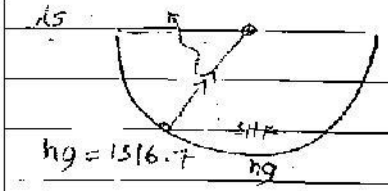
$$h_2 - h_1 = (\omega_2 - \omega_1) h_g \longrightarrow$$

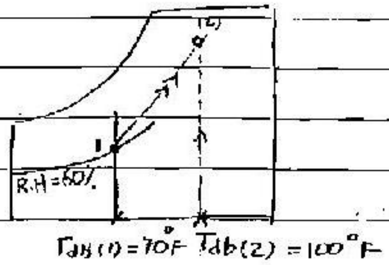
$$h_g = \frac{h_2 - h_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{\Delta h}{\Delta \omega}$$

hg را روی نقاله پیدا می‌کنیم 

به * وصل می‌کنیم. سپس موازی آن از مرکز نقاله خطی به موازات خط به دست آمده است.

یعنی کافی است نقطه شروع را داشته باشیم به موازات این خط روی جدول رطوبتی خطی رسم می‌کنیم و درصد تغییرات به دست می‌آید. روند تغییرات هوا را نشان بدهیم.





Bypass Factor : $BF = \frac{\text{CFM هوایی که بدون تغییر از کویل عبور کرده است}}{\text{CFM کل هوای عبوری از کویل}}$ 1 ـ روابط جرم:

$$= \frac{(CFM)_{ba}}{(CFM)_{sa}}$$

$$(CFM)_{sa} = (CFM)_{ba} + (CFM)_{da}$$

در سیستم انگلیسی $\Longrightarrow SH = 1.08\,(CFM)\,(T_{db(2)} - T_{db(1)})$

$$\underbrace{OASH}_{\text{SH of outdoor Air}} = 1.08\,\underbrace{(CFM)_{oa}}_{\text{مقدار هوایی که از خارج وارد دستگاه می‌کنیم}}\,(T_{db(oa)} - T_{db(rm)})$$

$LH \cong 0.68\,(cFM)(\omega_2 - \omega_1) \longrightarrow \omega \left[\frac{lb}{lb}\right]$

$TH \cong SH + LH \cong 4.45\,(cFM)(h_2 - h_1)$

$OALH \cong 0.68\,(cFM)_{oa}\,(\omega_{oa} - \omega_{rm})$

$OATH \cong OASH + OALH = 4.45\,(cFM)_{oa}\,(h_{oa} - h_{rm})$

$\xrightarrow{} T_{db}$

اطاق: $RSH \cong 1.08\,(cFM)_{sa}\,(T_{rm} - T_{sa})$

$RLH \cong 0.68\,(cFM)_{sa}\,(\omega_{rm} - \omega_{sa})$

$RTH = RSH + RLH \cong 4.45\,(cFM)_{sa}\,(h_{rm} - h_{sa})$

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH}$$

* حساب بار Heater sensible Heat است [illegible] با RSH جمع می‌کنیم

۱- محاسبه (V):

۱- تکلیف:

مقدار گرمای محسوس و نهان گرفته شده از یک [illegible] برای [illegible] عبارتند از
SH = 65 kW و LH = 8 kW دمای خشک داخل Tdb = 24°c و رطوبت
نسبی آن ٪50 است. هوای خارج در شرایط طرح 35° دمای خشک و 25 °c است.
هوای مخلوط به نسبت [illegible] ۱ به ۴ از هوای خارج به هوا
برگشتی [illegible] وقتی که هوای مخلوط به نسبت [illegible]
[illegible]

Supply Air (SA)

Year Month Date ( )

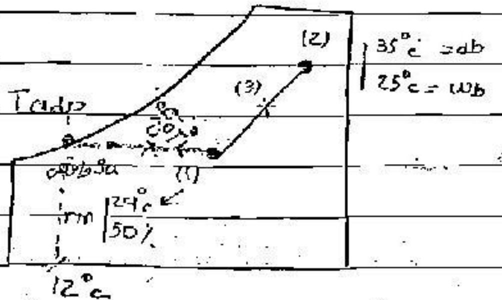
دمای آب سرد چیلر [°c]	دمای هوای خروجی از کویل [°c]	
	Tdb [°c]	Twb [°c]
4	10.7	10.5
5	11.6	11.5
6	12.5	12.4
7	13.3	13.2

حال سوالات: ۱. شرایط هوای مخلوط ورودی به کویل سرمایشی چیست؟ (در دستگاه هواساز)

۲. شرایط هوای خروجی از کویل (SA) و در نتیجه شرایط کاری کویل سرمایشی را تعیین کنید؟ به چیلر؟

3. ظرفیت سرمایی کویل؟ (GTH = 2 با یک دستگاه 50)

4. این فرآیند را روی نمودار سایکرومتریک ترسیم کنید



① $\begin{cases} h_1 = 47.5 \ \text{kJ/kg} \\ \omega_1 = 0.0093 \ \text{kg/kg} = 9.3 \ \text{gr/kg} \end{cases}$

② $\begin{cases} h_2 = 76 \ \text{kJ/kg} \\ \omega_2 = 0.016 \ \text{kg/kg} = 16 \ \text{gr/kg} \end{cases}$

$\frac{1}{4} \Longrightarrow \underset{\text{هوای خارج}}{\underset{\downarrow}{20\%}} \quad , \quad \underset{\text{هوای برگشتی از ساختمان}}{\underset{\downarrow}{80\%}}$

$$h_3 = 0.8 \times \underset{h_1}{\underset{\downarrow}{(47.5)}} + 0.2 \underset{h_2}{\underset{\downarrow}{(76)}} = 53.2 \ \mathrm{kJ/kg}$$

$$\omega_3 = 0.8\,\omega_1 + 0.2\,\omega_2 = 10.6 \ \mathrm{g/kg}$$

$$\begin{cases} T_{db}(3) = 26.2\ ^\circ\mathrm{c} \\ T_{wb}(3) = 18.8\ ^\circ\mathrm{c} \end{cases}$$

$$\begin{cases} SH = \dot{m}\, c_p\, \Delta T \\ TH = \dot{m}\, \Delta h \end{cases} \Longrightarrow$$

$$\dot{m} = \frac{SH}{c_p(t_{sa} - t_1)} = \frac{SH + LH}{h_{sa} - h_1}$$

برای حل مسئله فرض می‌کنیم adp و sa مشخص نیست.

روش کار: روی منحنی اشباع نقطه adp، یک نقطه دلخواه $\overset{\text{sa فرضی}}{\overset{\uparrow}{x}}$ فرض می‌کنیم سپس h آن را بدست
می‌آوریم. x باید در (1) صدق کند و اختلاف آنها adp بدست می‌آید
(خط 1-sa تقریباً افقی است چون خط افقی نزدیک است. دمای خروجی تقریباً افقی است.)

با فرض sa $\rightarrow T_{db}(sa_{\text{فرضی}}) = 19^\circ c$

$$\dot{m} = \frac{65}{1 \times (19 - 29)} = \frac{68 + 8}{\underset{\text{فرضی}}{h_{sa}} - 47.5} \longrightarrow \underset{\text{فرضی}}{h_{sa}} = 36.3$$

- Tadp : با روش ترسیم [illegible] 12°C به دست می‌آید

- Fan : [illegible] : با توجه به جدول [illegible] باید 55°C باشد .

- GTH = ?

$$\begin{cases} T_{adp} = 12^\circ C \\ h_{adp} = 34.2 \end{cases}$$

$$\text{وات } \dot{m} = \frac{65 + 8 = TH}{\underbrace{47.5}_{h_1} - \underbrace{34.2}_{h_{adp}}} \rightarrow \dot{m} = 5.49 \ kg/s$$

این ṁ ، به ṁ دستگاه معروف است

$$\text{کل دستگاه } \dot{Q} = GTH = \dot{m}(h_3 - h_{adp}) = 5.49(53.2 - 34.2) = 104.3 \ kW$$

$$\begin{cases} GTH = 104.3 \ kW \\ RTH = 73 \ kW \end{cases}$$

خط واصل نقطه (3) یا (2)؟ و adp ← GSHF

خط واصل نقطه (1) و adp ← ESHF

خط موازی که [illegible] adp [illegible] نقطه [illegible] (1) و SA ← RSHF

OASH : گرمای محسوس هوای خارج

OALH : گرمای نهان هوای خارج

OATH : گرمای کل هوای خارج

$$OASH = 1.08 \ (CFM)_{oa} \ (t_{oa} - \underset{\downarrow}{t_{rm}})$$

هوای داخل اتاق

$OALH = 0.68\,(CFM)_{oa}\,(\omega_{oa} - \omega_{m})$

$OATH = 4.45\,(CFM)_{oa}\,(h_{oa} - h_{m})$ ↓ $OATH = OASH + OALH$

By Pass Air ⟹ B.F : ByPass Factor

[illegible]

E ⟹ Effective : مؤثر

$ERSH = RSH + BF \times OASH$

$ERLH = RLH + BF \times OALH$

$ERTH = RTH + BF \times OATH$

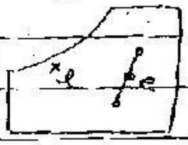
$$ESHF = \frac{ERSH}{ERTH}$$

$$(CFM)_{da} = \frac{ERSH}{1.08\,(1-BF)\,(t_{rm} - t_{adp})}$$

if $BF = 0$ → $(CFM)_{da} = (CFM)_{sa}$

$TSH = 1.08\,(CFM)_{da}\,(t_{l} - t_{e})$ [illegible]

e → Entering ورودی
l → leaving (sa)



$TLH = 0.68\,(CFM)_{da}\,(\omega_{l} - \omega_{e})$

$GTH = 4.45\,(CFM)_{da}\,(h_{l} - h_{e})$

↓ $GTH = TSH + TLH$

- برای نقطه مخلوط (نقطه e) :

$$T_{db(e)} = t_{rm} + \frac{(CFM)_{oa}}{(CFM)_{da}} (t_{oa} - t_{rm})$$

$T_{wb(e)}$ → به وسیله چارت سایکرومتریک بدست می‌آوریم

- نقطه خروج هوا از دستگاه هواساز (Supply Air) یا نقطه l :

$$T_{db(l)} = T_{db(sa)} = T_{adp} + BF \times (t_{db(e)} - T_{adp})$$

- با جداول (۸) و (۹) و (۱۰) : نمودار

- با جدول (۱۱) :

- حوض آب گرم :

ضریب تقاضا : مقدار متوسط حوض در طول ۲۴ ساعت برای حوض حداکثر

- ضریب ذخیره : ضریب متناسب با مقدار کل ۲۴ ساعت حوض ، قرار است ذخیره کنیم در مخزن درصد حوض

- مصرف حوض آب گرم : از جداول 2-5 تا 2-7 کتاب طراحی بدست می‌آید

$$\text{مقدار واقعی حوض آب گرم} = \underbrace{\text{مصرف حوض آب گرم}}_{\text{جداول 2-5 تا 2-7}} \times \text{ضریب تقاضا}$$

$$\text{ظرفیت منبع آب گرم} = \text{مصرف حوض آب گرم} \times \text{ضریب تقاضا} \times \text{ضریب ذخیره}$$

* محاسبه بار حرارتی آب گرم حوض

$$\underset{\text{Btu/hr}}{\underset{\downarrow}{Q}} = V \times 8.23 \times (t_2 - t_1)$$

Subject:
Year. 90 Month. 1 Date. 17

جلسه هشتم

مثال: در یک سیستم تهویه مطبوع شرایط طرح خارج در تابستان عبارت است از دمای حباب خشک 95°F دمای حباب مرطوب

75°F شرایط طرح داخل عبارت است از $T_{db} = 75°F$ و RH = 50% چنانچه بار محسوس اتاق

برابر 200000 $\frac{Btu}{hr}$ و بار نهان آن برابر 500000 $\frac{Btu}{hr}$ باشد و مقدار هوای خارج لازم برابر با

CFM = 2000 $\frac{ft^3}{min}$ باشد مطلوب است 1) بار کل هوای خارج OATH 2) بار کل سیستم GTH

3) مقدار ضریب بار محسوس موثر ESHF 4) دمای نقطه شبنم t_{adp}

5) مقدار هوای جریان یافته $(CFM)_{da}$ 6) شرایط ورودی و خروجی دستگاه $t_{db(e)}$ ، $t_{wb(e)}$

$t_{db(l)}$ ، $t_{wb(l)}$

خارج $\begin{cases} T_{db} = 95°F \\ T_{wb} = 75°F \end{cases}$ BF = 0.15

داخل $\begin{cases} T_{db} = 75F \\ R.H = 50\% \end{cases}$

$RSH = 200000 \frac{Btu}{hr}$

$RLH = 50000 \frac{Btu}{hr}$

$2000 \frac{ft^3}{min}$ (CFM)

$$OASH = 1.08\,(CFM)_{oa}\,(t_{oa} - t_{rm})$$

$$= 1.08 \times 2000 \times (95 - 75) = 43200 \frac{Btu}{hr}$$

(خارج) oa $\begin{cases} T_{db} = 95°F \\ T_{wb} = 75°F \end{cases} \Rightarrow \omega_{oa} = 99 \ \frac{Grain}{lb}$

PaPCO

1

Subject.

Year. Month. Date. ( )

هوای$_{rm}$ $\begin{cases} T_{db} = 75\,F \\ RH = 50\% \end{cases} \Rightarrow \omega_{rm} = 65$ Grain/lb

$OALH = 0.68 \times (CFM)_{oa}\,(\omega_{oa} - \omega_{rm})$

$OALH = 46200$ Btu/hr

$OATH = OASH + OALH = 89400$ Btu/hr

$$\boxed{OATH = 4.45 \times (CFM)_{oa}\,(h_{oa} - h_{rm})}$$

② $GTH = TSH + TLH$

$TSH = RSH + OASH = 200\,000 + 43200 = 243200$ Btu/hr

$TLH = RLH + OALH = 50\,000 + 46200 = 96200$ Btu/hr

$GTH = 339400$ Btu/hr

$BF = 0.15$ ← کویل انتخابی

$ERSH = RSH + BF \times OASH = 206480$ Btu/hr

$ERLH = RLH + BF \times OALH = 56930$ Btu/hr

$ERTH = 206480 + 56930 = 263410$ Btu/hr

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERTH} = 0.785$$

جدول 65 ص — Carrier

در این شرایط داخل اتاق ESHF مقدار T_{adp} را بدست آورید

شرایط هوای $\begin{cases} T_{db} = 75\,°F \\ RH = 50\% \end{cases} \Rightarrow \boxed{T_{adp} = 50\,°F} < 45\,°F$

TAPCO

2/

اگر $T_{adp} < 45°F$ باشد، شرایط ترسیم غیرممکن است. با خطوط درجه [illegible] می‌رود

اگر پایین‌تر نیز باشد ESHF باشد که رطوبت گرفته و در حالی پایین‌تر نقطه اشباع را قطع می‌کند

Reheat coil جایی نیاز می‌شود که اتاق بالا باشد، جایی که رطوبت هوا خیلی زیاد باشد. مثل [illegible]

امسال [illegible].

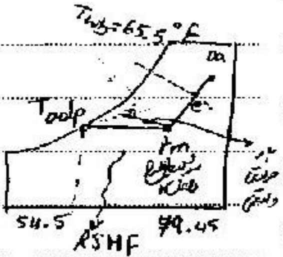
نیازی به تصمیم T_{adp} در دست نیست Reheat coil مشخص نیست

BF نیز در اینجا صفر است ← $BF \approx 0$

$$(CFM)_{da} \cong (CFM)_{sa}$$

$$(CFM)_{sa} = (CFM)_{oa} + (CFM)_{ra} \qquad (CFM)_{ra} = 7000\ ft^3/min$$

$$(CFM)_{sa} \cong (CFM)_{da} = 9000\ ft^3/min$$



$$\dot{Q} = \dot{m}\,(\Delta h)$$

$$RTH = \dot{m}\,(h_{rm} - h_{adp})$$

$$\dot{m} = \rho A V = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v}$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{برودتی}}}{10000} = \text{دبی آب} = GPM$$ به ترتیب حالت دست است

$$\dot{Q} = \dot{m}\,\Delta T$$

$$t_{db(e)} = t_{rm} + \frac{(CFM)_{oa}}{(CFM)_{da}}\,(t_{oa} - t_{rm}) = 79.45\ °F$$