# مصرف بهینهٔ انرژی در تهویه مطبوع

محمدرضا سلطاندوست

# مصرف بهینهٔ انرژی در تهویه مطبوع

سازمان چاپ و نشر
نشریات و گروه نشریات

# مصرف بهینهٔ انرژی در تهویه مطبوع

تالیف: محمدرضا سلطاندوست

| | |
|---|---|
| سرشناسه | سلطاندوست، محمد رضا، ۱۳۴۱ - |
| عنوان و نام پدیدآور | مصرف بهینه انرژی در تهویه مطبوع/تالیف محمدرضا سلطاندوست. |
| مشخصات نشر | تهران : یزدا ، ۱۴۰۰. |
| مشخصات ظاهری | ۱۹۲ص.: مصور. |
| شابک | ۹۷۸-۶۰۰-۱۶۵-۹۱۵-۷ : |
| وضعیت فهرست‌نویسی | فیپا |
| یادداشت | کتابنامه. |
| موضوع | تهویه مطبوع |
| | Air conditioning |
| | انرژی -- استفاده بهینه |
| | Force and energy -- *Optimization |
| | ساختمان‌ها -- صرفه‌جویی در انرژی |
| | Buildings -- Energy conservation |
| رده‌بندی کنگره | TH۷۶۸۷ |
| رده‌بندی دیویی | ۶۹۷/۹۳ |
| شماره کتابشناسی ملی | ۸۶۷۴۷۳۴ |
| اطلاعات رکورد کتابشناسی | فیپا |


# مصرف بهینهٔ انرژی در تهویه مطبوع


**تالیف: محمدرضا سلطاندوست**



**ناشـــر:** یزدا / **چاپ اول:** پائیز ۱۴۰۰ / **قطع:** وزیـــری / **تعداد صفحه‌ها:** ۱۹۲ صفحه /

**مدیر تولید:** محمد پیروزمند / **ویراستار:** فرزانه پایدار داریان / **طرح جلد:** سیما زنگی /

**چـــاپ و صحافـــی:** یـزدا / **شـــمارگان:** ۱۰۰ نســـخه /

**شابک:** ۹۷۸-۶۰۰-۱۶۵-۹۱۵-۷ **ISBN**: 978-600-165-915-7

**نشر یزدا و گروه نشریات**

**دفتر نشر و نمایشگاه دائمی:** تهران، سیدخندان، خیابان ارسباران، کوچهٔ ستاری، شمارهٔ ۲۲، ســاختمان یــزدا **دورنـــگار:** ۲۲۸۸۵۶۵۱ (۰۲۱) **تلفـــن:** ۵۰-۲۲۸۸۵۶۴۷ (۰۲۱)



**توجـــه: به موجب قانـــون حمایت حقوق مؤلفان و مصنفـــان و هنرمندان مصـــوب ۱۳۴۸/۱۰/۱۱ و همچنین قانون ترجمـــه و تکثیر کتب و نشـــریات و آثار صوتی مصوب ســـال ۱۳۵۰ تمام حقـــوق این اثر به هر نحـــو برای مؤلف محفوظ است. نشـــر و پخش تمام یا قســـمتی از این کتاب بدون اجازه از ناشـــر، باعث پیگرد قانونی خواهد شد.**



**خرید آنلاین:** **www. yazdamarket. com**

**اینستاگرام:** **https://www. instagram. com/yazdamarket/**

# فهرست


مقدمه ۹

تعاریف ۱۳

ضریب کارایی(COP) ۱۳

نسبت بازده انرژی (EER) ۱۳

نسبت بازده انرژی فصلی(SEER) ۱۴

ضریب کارایی فصلی گرمایش(HSPF) ۱۵

مقدار بارهای جزیی یکپارچه شده(IPLV) ۱۶

مقدار بارهای جزیی یکپارچه- غیراستاندارد(NPLV) ۱۶

کیلووات بر تن تبرید(kW/ton) یا (kW/RT) ۱۷

بازده مصرف سالیانهٔ سوخت(AFUE) ۱۷

توصیه‌های کلی دربارهٔ انرژی ۱۹

فصل اول

توصیه‌ها در مورد تجهیزات مولد

۱-۱) مولدهای گرما ۲۷

۱-۲) تجهیزات مکمل مولدهای گرمایی ۳۶

۱-۳) بازیافت گرمای کندانسور ۳۹
۱-۴) برج خنک‌کننده ۴۳
۱-۵) استفاده از کندانسور تبخیری یا برج مداربسته ۶۲
۱-۶) استفاده از شبکه‌های سرمایش ترکیبی ۶۴
۱-۷) توجه به موارد خاص در چیدمان چیلرها ۶۶
۱-۸) دقت در طراحی شبکهٔ آب سرد ۷۵
۱-۹) استفاده از سیستم تولید همزمان (CHP) ۸۲
۱-۱۰) استفاده از انبارهٔ یخ ۸۸
۱-۱۱) ذخیره‌سازی آب سرد ۹۵
۱-۱۲) استفاده از پمپ حرارتی زمین گرمایی ۹۹
۱-۱۳) استفاده از چیلر/هیتر زمین گرمایی ۱۱۵
۱-۱۴) استفاده از کندانسور آبی ۱۱۸
۱-۱۵) تعیین صحیح تعداد چیلر برای تأمین ظرفیت لازم ۱۲۲
۱-۱۶) استفاده از چیلر مجزا برای بهره‌برداری شبانه ۱۲۹
۱-۱۷) رعایت نکات نظامنامهٔ LEED دربارهٔ تجهیزات مولد ۱۳۱

فصل دوم

## توصیه‌ها در مورد تجهیزات تبادل حرارت (گرمایشی، سرمایشی و تهویه مطبوع)

۲-۱) منطقه‌بندی گرمایی(Thermal Zoning) ۱۳۳
۲-۲) کنترل نرخ تهویه (Demand-Controlled Ventilation) ۱۳۳
۲-۳) سیستم اختصاصی هوای تازه(Dedicated Outdoor Air System) ۱۴۸
۲-۴) محاسبهٔ بازیافت گرما در هواسازها و سیستم DOAS ۱۶۴
۲-۵) صرفه‌گر (Economizer) ۱۶۶
۲-۶) استفاده از لوله حرارتی به عنوان مبدّل بازیافت گرما ۱۶۷

۲-۷) به‌کارگیری سیستم حجم متغیر (Variable Air Volume) ۱۷۰
۲-۸) استفاده از رطوبت‌گیر مجزا در ساختار هواساز ۱۷۲
۲-۹) کاهش سرعت رخ در هواسازها ۱۷۳
۲-۱۰) بهینه‌سازی فشار فن در سیستم حجم متغیر ۱۷۴
۲-۱۱) استفاده از صفحات تابشی برای گرمایش و سرمایش ۱۷۸

فصل سوم

## توصیه‌ها در مورد تجهیزات انتقال و توزیع

۳-۱) دقت در طراحی شبکهٔ کانال ۱۷۹
۳-۲) کاهش دمای هوای رفت ۱۸۰
۳-۳) خطوط آب سرد برای سرمایش فضاها ۱۸۰
۳-۴) جلوگیری از دبی بیش از نیاز هوای رفت ۱۸۱
۳-۵) صدا و اتلاف انرژی ۱۸۲

فصل چهارم

## توصیه‌ها در مورد تجهیزات پالایش و تنظیم رطوبت هوا

۴-۱) دقت در انتخاب، تعویض و نظافت فیلترها ۱۸۳
۴-۲) جلوگیری از تقطیر رطوبت روی فیلترهای انتهایی ۱۸۳
۴-۳) رطوبت‌زنی ۱۸۴
۴-۴) رطوبت‌گیری ۱۸۴

منابع و مراجع ۱۸۷

# مقدمه

فردوسی در داستان به تخت نشستن کیقباد، اولین رویارویی رستم و افراسیاب را به نظم کشیده و پس از گریختن افراسیاب از چنگ رستم، به درگیری دو سپاه توران و ایران پرداخته و در بیتی چنین سروده است:

**ز گـرد سـواران در آن پـهـن دشـت  زمین شش شد و آسمان گشت هشت** [1]

اگر فرض کنیم منظور فردوسی این بوده که از برپاشدن گرد و خاک ناشی از سُم ستوران یک طبقه از طبقات زمین کم و به آسمان اضافه شده است؛ ضمن درود به فردوسی و سپاس از او، این بیت را، اگرچه غلوی شیرین، ولی ناشدنی می‌پنداریم. اما با مطالعهٔ گزارش نهم آگوست سال ۲۰۲۱ میلادی که ۲۳۵ دانشمند از ۶۶ کشور جهان تهیه کرده‌اند در می‌یابیم که انسان نه فقط «در آن پهن دشت»، که در سراسر جهان توانسته زمین را شش و آسمان را هشت کند. زیرا با استخراج سوخت‌های فسیلی و سایر ذخایر زیرزمینی چند میلیون ساله و دود کردن آن، گویی توصیف فردوسی به گونه‌ای جامهٔ عمل پوشیده و ماحصل آن، افزایش گازهای گلخانه‌ای از جمله دی‌اکسید کربن و متان در جو زمین یا همان «آسمان» فردوسی شده است.

بد نیست برای درک عمق فاجعه بخش‌هایی از این سند معتبر[2] را که سازمان ملل متحد منتشر کرده است فهرست‌وار مرور کنیم:

- اقدامات انسان، هوا را به قدری گرم کرده که حداقل در دو هزار سال گذشته بی‌سابقه بوده است.
- در سال ۲۰۱۹ میلادی، غلظت دی‌اکسید کربنِ جو بیش از هر زمان دیگری - حداقل طی دو میلیون سال پیش - و غلظت متان و اکسید نیتروژن بیشتر از هر زمان دیگری در هشتصد هزار سال گذشته بوده است.

---

1- شاهنامهٔ چاپ مسکو، جلد ۲ صفحهٔ ۶۶ ، بیت ۶۰

2- Climate change widespread, rapid, and intensifying - IPCC Rport - Genva, Aug 9, 2021.

- تنها در دههٔ اخیر دمای آخرین دورهٔ گرم، به اندازهٔ شش هزار و پانصد سال پیش فراتر رفته است.
- متوسط سطح آب دریاها از سال ۱۹۰۰ میلادی سریع‌تر از هر قرن قبل در حداقل سه هزار سال گذشته افزایش یافته است.
- انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از فعالیت‌های انسانی عامل تقریباً ۱/۱ درجه سلسیوس افزایش دما بین سال‌های ۱۸۵۰ تا ۱۹۰۰ میلادی بوده است.
- شواهد نشان می‌دهد که میانگین دمای کرهٔ زمین طی بیست سال آینده ۱/۵ درجه سلسیوس و در طول قرن جاری ۲ درجه سلسیوس افزایش خواهد داشت.
- افزایش گرمای زمین منجر به تغییرات وسیع اقلیمی، طوفان‌های شدید استوایی، آب شدن یخ‌های قطبی، سیلاب‌های ویرانگر و مکرر ساحلی، اسیدی شدن اقیانوس‌ها، کاهش سطح اکسیژن و بارش شدید در برخی مناطق و بروز خشکسالی در مناطق دیگر می‌شود.

و منشأ این خودویرانگری، مصرف بی‌رویهٔ انرژی به منظور تأمین نیازهای بعضاً پوچ سوداگرانه و توسعهٔ غیرمتوازن است. و بدتر این‌که به‌رغم وضوح مسیر نزول و نابودی و آیندهٔ ناخوشایند پیش رو هنوز هم بیست کشور بزرگ صنعتی جهان که بیش از هشتاد درصد اقتصاد دنیا را در دست دارند و بیش از هشتاد درصد گازهای گلخانه‌ای را تولید می‌کنند به صورت آشکار و پنهان بر مواضع خود تأکید دارند و بدون پشتیبانی از روش‌های جایگزین برای تأمین نیازهای اساسی، و با قبول برخی تعهدات کم‌رمق و وعده‌های بدون پشتوانهٔ اجرایی همچنان به راه خود می‌روند.

بر اساس گزارش آژانس بین‌المللی انرژی[1] تنها مصرف جهانی انرژی در بخشِ سرمایشی سیستم‌های تهویه مطبوع در سال ۲۰۱۸ برابر با ۲۰۷۵ تراوات ساعت (۲۰۷۵ تریلیون وات ساعت) بوده است و پیش‌بینی‌ها چنین نشان می‌دهد که با افزایش جمعیت مناطق گرمسیری، سیر صعودی مصرف انرژی در این بخش سرعت فزاینده‌تری پیدا کند و تا سال ۲۰۴۰ به دو برابر برسد.[2] بنابر همین گزارش، در حال حاضر حدود یک‌پنجم مصرف برق ساختمان‌ها در سراسر جهان صرف استفاده از انواع سیستم‌های تهویه مطبوع می‌شود که این مقدار تقریباً برابر با ده درصد از کل برق مصرفی جهان است. علاوه بر این، انتشار گاز دی‌اکسید کربن ناشی از تولید برق برای تجهیزات تهویه مطبوع، بین سال‌های ۱۹۹۰ تا ۲۰۱۹ تقریباً سه برابر شده و به بیش از یک گیگا تن رسیده است.

برنامه‌ها و تلاش‌های کنونی بر این پایه استوار است که با مصرف بهینهٔ انرژی در این بخش

1- International Energy Agency (IEA)

2- https://www.iea.org/fuels-and-technologies/cooling, Last updated sep. 14, 2020.

بتوان رشد مصرف را تا سال ۲۰۴۰ به ۱۹ درصد محدود کرد. در حال حاضر تقریباً دو میلیارد واحد تهویه مطبوع در سراسر جهان در حال بهره‌برداری است و نکته اینجاست که از میان ۳۵ درصد از مردمان جهان که در مناطق گرمسیر با میانگین دمای بالاتر از ۲۵ درجه سلسیوس زندگی می‌کنند، تنها ۱۰ درصد دارای یک واحد تهویه مطبوع هستند. بنابراین با رشد جمعیت و موج‌های گرمایی شدیدتر، دور از انتظار نیست که تعداد واحدهای تهویه مطبوع طی سالیان آتی با آهنگ تندتری افزایش یابد. چنان‌که آمار رشد ۱۰ درصدی فروش جهانی تجهیزات تهویه مطبوع بین سال‌های ۲۰۱۸ تا ۲۰۱۹ نشانهٔ بارزی از تقاضای فزاینده در این بازار است.[1]

در هر صورت نه می‌توان و نه منطقی است که برای رفع مشکل مصرف انرژی مانع از تولید و فروش تجهیزات تهویه مطبوع شد؛ اما با برنامه‌های در دست اجرا می‌توان نیازها را کاهش داد و با افزایش بازده تجهیزات، مصرف انرژی را بهینه کرد. برای مثال یکی از اهداف SDS[2] که آژانس بین‌المللی انرژی دنبال می‌کند، افزایش ضریب کارایی تجهیزات سرمایی تهویه مطبوع از ۴ به بیشتر از ۷ تا سال ۲۰۳۰ است. هدفی که غیرممکن نیست ولی نیازمند استقبال بازار و همکاری جهانی است.

نقطهٔ عزیمت بهینه‌سازی انرژی نیز در انتخاب نوع تجهیزات باکیفیت و پربازده است. اگرنه حاصل همهٔ مساعی و دقت نظر در زمینهٔ مصرف بهینهٔ انرژی در بخش طراحی، اجرا، و تعمیر و نگهداری زیر سایهٔ سنگین انتخاب محصولی بی‌کیفیت عقیم می‌ماند.

روش ساخت‌وساز به ویژه در بخش مسکونی به گونه‌ای است که سازنده پس از ساخت و فروش املاک خود هیچ مسئولیت و دغدغه‌ای دربارهٔ مشکلات دورهٔ بهره‌برداری ندارد. به هنگام ساخت نیز به دلیل عدم وجود شیوه‌نامه‌ها و نظامنامه‌های دقیق و متقن، متأسفانه نظارت کافی بر نحوهٔ طراحی، تدارکات و اجرا وجود ندارد. از این رو معیار اصلی برای سازنده تنها قیمت تمام‌شدهٔ ساختمان است. در چنین اوضاع آشفته‌ای چندان بعید نیست که ارزان‌ترین تجهیزات با کمترین کیفیت، بازار بیشتری داشته باشند. علاوه بر این اگر سازنده فارغ از انگیزه‌های به‌حق اقتصادی در پی ساخت‌وساز پایدار باشد با مشکلات عدیده‌ای روبه‌رو خواهد شد که نخستین آن نبود شیوه‌نامه‌های طراحی و اجرایی در این زمینه است. نه تنها چنین شیوه‌نامه‌های وجود ندارد، بلکه افراد متخصص و آموزش‌دیده که به طور خاص بتوانند اصول چنین شیوه‌نامه‌هایی را در طراحی‌های خود لحاظ کنند و در پیاده‌سازی آن به هنگام اجرا تبحر داشته باشند نیز کمتر یافت می‌شوند.

1- Delmastro, Chiara. Cooling, More efforts needed-Tracking report - June 2020.

2- Sustainable Development Scenario (SDS)

ممیزی انرژی مبتنی بر نظامنامه‌ای مدون و واقع‌گرایانه در عرصهٔ طراحی، اجرا، تعمیر و نگهداری تأسیسات مکانیکی و برقی ساختمان حلقهٔ مفقوده‌ای است که در صورت یافتن آن، شاید بتوان نخستین گام‌ها را برای فراگیر کردن برپایی سازه‌های پایدار با حداقل مصرف انرژی برداشت. اما ادعای ارائهٔ نظامنامه یا شیوه‌نامه‌ای دربارهٔ بهینه‌سازی مصرف انرژی در این کتاب مطرح نیست. این کتاب حاوی توصیه‌هایی است که با عمل کردن به آنها می‌توان به طور چشمگیری از مصرف انرژی سیستم‌های تهویه مطبوع کاست.

**محمدرضا سلطاندوست**

**آبان ۱۴۰۰**

# تعاریف

**ضریب کارایی(COP)**

ضریب کارایی (Coefficient of Performance)نسبتی است بین توان خروجی به توان ورودی یک دستگاه و نشانگر عملکرد دستگاه در تبدیل انرژی و نمایانگر قابلیت کار آن است:

$$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{P_{output}}}{\mathrm{P_{input}}}$$

هرچه COP بزرگتر باشد؛ بازده سیستم بیشتر است. ضریب کارایی عددی بدون واحد است؛ اما توان خروجی و ورودی برحسب وات است.

ضریب کارایی (COP)نشانگر بازده به صورت لحظه‌ای و در یک نقطه از زمان است. در طول بهره‌برداری از یک دستگاه عوامل مختلفی بر ضریب کارایی موثر افتاده و مقدار آن را تغییر می‌دهند. در واقع ضریب کارایی هر دستگاهی براساس آزمایش در شرایطی خاص تعیین می‌شود و تنها نشانگر قابلیت انجام کار در همان شرایط است و از آن نمی‌توان برای تخمین انرژی مصرفی در طول زمان بهره‌برداری استفاده کرد.

**نسبت بازده انرژی (EER)**

نسبت بازده انرژی (Energy Efficiency Ratio)نسبتی است بین خروجی یک دستگاه سرمایشی برحسب Btu به انرژی الکتریکی ورودی برحسب وات ساعت:

$$\mathrm{EER} = \frac{\mathrm{Btu}}{\mathrm{Wh}}$$

همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با ورود پارامتر زمان، EER را می‌توان برای یک بازه زمانی یک ساعته به کار برد. برخی به اشتباه رابطهٔ بالا را به صورت زیر به کار می‌برند:

$$EER = \frac{Btu/h}{W}$$

رابطهٔ بالا اگرچه از نظر بازده انرژی نادرست است؛ اما تعیین نسبت توان را آسان می‌کند. به عنوان مثال اگر دستگاهی دارای ظرفیت 5 تن تبرید با نسبت بازده انرژی 11.6 باشد. توان الکتریکی ورودی آن به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$EER = \frac{Btu/h}{W}$$

$$11.6 = \frac{5 \times 12000Btu/h}{W} = 5172W = 5.172kW$$

به طور معمول EER دستگاه تحت شرایط مندرج در جدول زیر تعیین می‌شود:

| | دمای خشک °F (°C) | دمای مرطوب °F (°C) | رطوبت نسبی (%) | دمای شبنم °F (°C) |
|---|---|---|---|---|
| **شرایط هوای خارج** | 95 (35) | 75 (24) | 40 | 67 (19) |
| **شرایط هوای داخل** | 80 (27) | 67 (19) | 51 | 60 (16) |

برای تبدیل EER به COP می‌توان از رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$EER = COP \times 3.41$$

### نسبت بازده انرژی فصلی(SEER)

مانند EER، نسبت بازده انرژی فصلی (Seasonal Energy Efficiency Ratio)نسبتی است بین انرژی سرمایی خروجی دستگاه برحسب Btu به انرژی الکتریکی ورودی برحسب وات ساعت ؛ اما در یک فصل:

$$SEER = \frac{Btu_{season}}{Wh_{season}}$$

بنابراین SEER نشانگر بازده انرژی در دماهای متفاوت یک فصل است. برای تعیین SEER یک دستگاه باید EER یا COP در ساعت‌های متفاوت با دماها و شرایط مختلف مورد محاسبه قرار گیرد.

**مثال:** SEER دستگاهی 13 تعیین شد است. اگر ظرفیت این دستگاه 5 تن تبرید(60000Btu/h) باشد و قرار باشد که 180 روز در سال کارکند؛ می‌توان فرض کرد که در روزهای گرم 14 ساعت و روزهای دیگر 4 ساعت باید مورد بهره‌برداری قرار گیرد. بنابراین می‌توان میانگین کارکرد روزانه

دستگاه را 8 ساعت در نظر گرفت و اگر باز فرض کنیم که میانگین انرژی سرمایی مورد نیاز در طول 180 روز2/3 باشد؛ می‌توان انرژی مورد نیاز را به شکل زیر محاسبه کرد:

$$\frac{60000\text{Btu}}{\text{h}} \times \frac{2}{3} \times \frac{8\text{h}}{\text{day}} \times 180\text{days} = 57600000\ \text{Btu}$$

بنابراین انرژی مورد نیاز برابر است با:

$$\frac{57600000\text{Btu}}{13} = 4430769\text{Wh} = 4.43\text{MWh}$$

اکنون با در اختیار داشتن بهای برق به ازای هر وات یا کیلووات ساعت می‌توان، هزینهٔ انرژی مصرفی برای یک فصل را محاسبه کرد. توجه به این نکته ضروری است که هرچه مقدار SEER بیشتر باشد؛ هزینه‌های مصرف انرژی کاهش می‌یابد. بنابراین به هنگام خرید تجهیزات باید به این مقدار توجه کرد. در استانداردهای آمریکایی برای تجهیزات خنک‌کننده دو تکه و یکپارچه حداقل SEER برابر با 13 درنظر گرفته شده است.

همان‌گونه که اشاره شد؛ EER براساس شرایط مشخصی که در جدول پیشین آمد تعیین می‌شود، در حالی که SEER میانگین شرایط دیگری است که کمتر یا برابر مندرجات در جدول است. مقدارSEER به طور معمول 15 تا 35 درصد بیشتر ازEER است و برای تبدیل این دو به یکدیگر می‌توان از دو رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$\text{EER} = 1.12 \times \text{SEER} - 0.02 \times \text{SEER}^2$$

یا:

$$\text{SEER} = \frac{1.12 - \sqrt{1.2544 - 0.08 \times \text{EER}}}{0.04}$$

**مثال:** اگرEER دستگاهی 12 باشد؛ می‌توان SEER آن را به صورت زیر تعیین کرد:

$$\text{SEER} = \frac{1.12 - \sqrt{1.2544 - 0.08 \times 12}}{0.04} = 14.4$$

از نظر تئوری، برای این مثال SEER به مقدار20 درصد بیشتر ازEER است؛ اما در عمل ممکن است این مقدار بیشتر شود.

### ضریب کارایی فصلی گرمایش(HSPF)

ضریب کارایی فصلی گرمایش (Heating Seasonal Performance Factor)مانند SEER است که

برای تجهیزات گرمایشی مورد استفاده قرار می‌گیرد و مانند EER،COP و SEER هرچه بزرگتر باشد، بازده دستگاه بیشتر است. رابطهٔ COP با HSPF به صورت زیر است:

$$COP = \frac{\text{output heating energy}}{\text{input electrical energy}} = HSPF \times 0.293$$

به عنوان مثال اگر HSPF دستگاهی 8 باشد؛ ضریب کارایی (COP) آن 2.3 خواهد بود. به این معنا که با صرف 1kWh انرژی الکتریکی، 2.3kWh گرما توسط دستگاه که ممکن است یک پمپ حرارتی باشد؛ تأمین خواهد شد. مطابق استانداردهای آمریکایی مقدار HSPF دستگاه نباید کمتر از 7.7 باشد.

## مقدار بارهای جزیی یکپارچه شده(IPLV)

چیلرها در بارهای گوناگون دارای ضریب کارایی (COP) متفاوتی هستند. بنابراین Integratd Part Load Value (IPLV) یا مجموع ضریب کارایی در بارهای جزیی متناسب با تعداد دفعات و مقدار بار جزیی است که چیلر تحت آن شرایط کار می‌کند. بنابر این برعکس COP که در آن بازده بر اساس بار کامل است، IPLV نشان‌گر بازده در بارهای جزیی است. به طور معمول چیلرها در چهار بازهٔ 100,75,50 و 25 درصد کار می‌کنند و در هریک از این بازه‌ها ضریب کارایی متفاوت است. از این رو مقدار IPLV از نظر عملی برای تعیین مصرف انرژی بسیار گویاتر از COP یا حتی EER است.

IPLV از طریق رابطهٔ زیر تعیین و با COP یا EER مرتبط می‌شود:

$$IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

که در آن A,B,C,D به ترتیب مقدار COP یا EER در چهار بار جزیی 100,75,50 و 25 درصد هستند.

برای تعیین IPLV بر مبنای kW/ton می‌توان از رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$IPLV = 1 / [(0.17 / A) + (0.39 / B) + (0.33 / C) + (0.11 / D)]$$

## مقدار بارهای جزیی یکپارچه- غیراستاندارد(NPLV)

این اصطلاح از این رو غیراستاندارد را به همراه دارد؛ زیرا مجموع بارهای جزیی در مکانی غیر از موقعیت مکانی مورد آزمایش تعیین شده است. اگر نه از نظر مفهوم مشابه با IPLV است. آشکار است که IPLV برای بارهای جزیی تحت شرایط خاصی تعیین می‌شود و چنانچه COP برای بارهای جزیی در شرایط کاملاً متفاوت سنجش و با هم جمع شوند؛ مشابه مقدار به دست آمده

در موقعیت مورد آزمایش نخواهد بود.

بنابراین مجموع بارهای جزیی به دست آمده در شرایط متفاوت، Non – Standard Part Load Value(NPLV) خوانده می‌شود.

### کیلووات بر تن تبرید(kW/ton) یا (kW/RT)

برای بیان بازده و کارایی تجهیزات پرظرفیت و صنعتی سرمایشی از کیلووات بر تن تبرید استفاده می‌شود. این نام به وضوح نشان می‌دهد که به ازای هر تن تبرید چه مقدار توان الکتریکی مورد نیاز است. بنابراین هرچه مقدار کیلووات بر تن تبرید کوچک‌تر باشد، کارایی و بازده دستگاه بیشتر خواهد بود. برای تبدیل کیلووات بر تن تبرید به COP می‌توان از رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$\mathrm{COP} = \frac{\text{Power output(W)}}{\text{Power input(W)}} = \frac{3.517}{\mathrm{kW/RT}}$$

برای مثال چیلری با نرخ 1.8kW/RT دارای ضریب کارایی(COP) 1.95است. بنابراین به ازای هر 1 کیلووات مصرف انرژی الکتریکی، معادل 1.95 کیلووات سرما تأمین خواهد کرد.

### بازده مصرف سالیانهٔ سوخت(AFUE)

نظامی برای اندازه‌گیری درصد گرمای تولید شده برای هر حجم سوخت مصرف شده در طول یک سال. سیستم‌های گرمایشی بر اساس بازده و هزینهٔ سوخت سالیانه رتبه‌بندی می‌شوند AFUE.به اندازهٔ 80 درصد به عنوان بازده استاندارد در نظر گرفته می‌شود و معنای آن این است که به ازای هر Btu 100 ارزش حرارتی سوخت ورودی، Btu 80 گرمای مفید تولید می‌شود و Btu 20 دیگر به طرق گوناگون از جمله خروج از دودکش وسیلهٔ گرمایی به هدر می‌رود. تجهیزاتی با درصد AFUE بیشتر، تجهیزاتی با بازده بالا محسوب می‌شوند. حداقل AFUE قابل قبول برای تجهیزات گازسوز 78درصد است.

تفاوت بین AFUE و اصطلاح «بازده حرارتی» (Thermal Efficiency)در این است که در AFUE نه تنها کیفیت ساخت دستگاه بلکه نوع سوخت هم نقش دارد.

# توصیه‌های کلی دربارهٔ انرژی

مصرف بهینهٔ انرژی یا صرفه‌جویی در آن فارغ از وجوه مربوط به فرهنگ استفاده، نیازمند ایجاد ساختارهایی است که به خودیِ خود ضمن ایجاد شرایط مناسب بهره‌برداری، کاربران و بهره‌برداران را در مسیر مشخصی هدایت کند، به نحوی که عدول از مسیرهای پیش‌بینی‌شده غیرعملی و یا دشوار باشد. نکتهٔ بنیادی برای مصرف بهینه همانا طراحی دقیق، و انتخاب تجهیزات و سیستم‌های متناسب با شرایط اقلیمی و کاربری در هر یک از فضاهای داخلی است.

موضوع انرژی و چگونگی بهره‌گیری از آن در ساختمان از دو منظر قابل بررسی است: منظر اول معطوف به چگونگی ایجاد شرایط برای بهره‌برداری بهینه از انرژی؛ و منظر دوم بررسی منابع تأمین انرژی است.

**الف)** به‌کارگیری سیستم‌های کنترل و هوشمندسازی؛

**ب)** به‌کارگیری تجهیزاتی با بازده انرژی مناسب؛

**ج)** به‌کارگیری مواد و مصالحی با انرژی مصرفی کمتر در تولید، در عین حال، قابل بازیافت یا بازمصرف؛

**د)** جبران تلفات انرژی و تبدیل انرژی هدررفته به انرژی مفید؛

**ه)** بهره‌گیری از سازوکارهای غیرفعال برای عدم استفاده از تجهیزات مکانیکی، و یا کاهش زمان کارکرد آنها؛

**و)** پرهیز از کاربرد تجهیزات، مواد و مصالحی با تأثیرات نامطلوب زیست‌محیطی؛

**ز)** استفاده از تجهیزات و مصالح با دوام؛

**ح)** جمع‌آوری آب باران و استفاده از آن برای مصارف غیرشرب؛

**ط)** به‌کارگیری روش‌هایی برای کاهش هزینه‌های مربوط به انرژی (ذخیره‌سازی)؛

**ی)** بهره‌گیری از منابع انرژی تجدیدپذیر.

**الف)** بخش مهمی از این ساختار شامل تجهیزات و سیستم‌های کنترل می‌شود که قابلیت مدیریت و راهبری تأسیسات متناسب با شرایط هوای خارجی و نیاز فضاهای داخلی را دارند. هوشمندی هرچه بیشتر تجهیزات کنترل در تشخیص شرایط و واکنش مناسب می‌تواند دخالت کاربران را در راهبری بکاهد و، در عین حال، بر انطباق شرایط عملکردی تأسیسات برای تأمین نیازهای اصلی بیفزاید.

یکی از مهم‌ترین اقدامات برای کنترل ظرفیت متناسب با نیازها، استفاده از تجهیزاتی است که بتوانند جریان سیال را اعم از هوا یا آب کم یا زیاد کنند. بنابراین ایجاد تغییر در عملکرد تجهیزات متناسب با شرایط متفاوت از جمله امکانات مؤثر و کارآمد برای کاهش مصرف انرژی است. انواع کنترل‌کننده‌های سرعت یا دور برای موتورهای الکتریکی که به وفور برای فن‌ها، پمپ‌ها و کمپرسورها مورد استفاده قرار می‌گیرند نقش تعیین‌کننده‌ای در رسیدن به این هدف دارند. اهمیت این موضوع چنان است که در پاره‌ای از موارد سخنی از توصیه یا تجویز نیست، بلکه مطابق برخی استانداردها کاملاً اجباری است. به‌عنوان مثال مطابق ANSI/ASHRAE/IESNA standard 90.1-2010-6.4.3.10 استفاده از کنترل‌کنندهٔ سرعت برای هواسازها و تجهیزات سرمایشی که فن آنها 5 اسب یا بیشتر توان دارد اجباری است به نحوی که در بارهای جزیی سرعت فن تا پنجاه درصد سرعت حداکثر کاهش یابد. چنین مقرراتی برای تجهیزات سرمایشی انبساط مستقیم نیز وجود دارد و مطابق آن مقرر شده که چنین تجهیزاتی با ظرفیت 110000Btu/h یا 9.17 تن تبرید و بیشتر باید مجهز به سیستم کاهش سرعت تا دو سوم سرعت کامل باشند.

قوانین فن‌ها و پمپ‌ها مشابه یکدیگرند و در عین حال کمپرسور گریز از مرکز نیز قوانینی کم و بیش مشابه پمپ‌ها دارد. تأثیر تغییر دور بر توان و به تبع آن مصرف انرژی را می‌توان با نگاهی دقیق‌تر به سه تناسب زیر مورد ارزیابی قرار داد تا اهمیت تغییر دور بیش از پیش عیان شود:

$$\frac{\text{cfm1}}{\text{cfm2}} \propto \frac{\text{rpm1}}{\text{rpm2}}$$

$$\frac{\text{SP1}}{\text{SP2}} \propto \left(\frac{\text{rpm1}}{\text{rpm2}}\right)^2$$

$$\frac{\text{hp1}}{\text{hp2}} \propto \left(\frac{\text{rpm1}}{\text{rpm2}}\right)^3$$

به عنوان مثال فرض می‌کنیم یک فن در نقطه‌ای از عملکرد خود دارای هوادهی 8000 cfm با

884دور در دقیقه است و فشار استاتیک آن 1.5 اینچ و توانش 6.4 اسب است. حال اگر در زمانی دیگر، نیمی از هوادهی فن مورد نیاز باشد، مطابق تناسباتی که آمد همهٔ عوامل متناسب با کاهش دبی مورد نیاز به شرح زیر تغییر خواهد کرد:

$$\frac{8000}{4000} \propto \frac{884}{\text{rpm2}}$$

بنابراین سرعت دوران باید تا 442 دور در دقیقه کاهش یابد و متعاقب آن:

$$\frac{1.5}{\text{SP2}} \propto \left(\frac{884}{442}\right)^2$$

فشار استاتیک در وضعیت جدید یا ثانویه تا 0.375 اینچ کاهش می‌یابد و به تبع آن:

$$\frac{6.4}{\text{hp2}} \propto \left(\frac{884}{442}\right)^3$$

توان مورد نیاز نیز0.8 اسب خواهد بود.

**ب)** بخش دیگری از این ساختار نه به تجهیزات کنترل، که به انتخاب خود تجهیزات مکانیکی مربوط می‌شود. به عنوان مثال، اگر دستگاهی از مرغوبیت و بازده انرژی مناسب برخوردار نباشد، جا دادن آن در هر سیستمی و اعمال هر گونه مدیریتی از سوی هر سیستم پیشرفتهٔ کنترل‌کننده‌ای نمی‌تواند جبران‌کنندهٔ انرژی ازدست‌رفتهٔ ناشی از کارکرد آن دستگاه باشد - و البته این بدان معنا نیست که استفاده از چنین دستگاه‌هایی اجازهٔ حذف تجهیزات کنترل را بدهد؛ زیرا اگرچه تجهیزات کنترل فاقد توانایی لازم برای رفع نقص ذاتی دستگاه هستند، اما می‌توانند با تنظیم زمان کارکرد آن، دست‌کم از تأثیرات نامطلوب مصرف انرژی بکاهند.

گاهی دستگاهی، به دلیل کیفیت پایین ساخت، فاقد بازده انرژی مناسب است، و گاهی ذات عملکرد و چرخهٔ کار دستگاهی، فارغ از دقت ساخت آن، چنین عارضه‌ای دارد. به عنوان مثال، بازده فن‌های گریز از مرکز کمتر از فن‌های جریان‌محوری است و این موضوع ارتباطی با مرغوبیت کالا و شرایط ساخت آن ندارد. از سوی دیگر، ضرورت‌هایی موجب می‌شوند که، علی‌رغم این نکته، طراح برای قسمت‌هایی از فن گریز از مرکز، و برای قسمت‌هایی دیگر از فن جریان‌محوری استفاده کند. آنچه ممکن است انتخاب طراح را از نقطه‌نظر مصرف انرژی مخدوش کند، تشخیص همان شرایط ضروری است. این نکته نه فقط در خصوص تجهیزات، بلکه دربارهٔ سیستم‌ها نیز صادق است. به عنوان مثال، سیستم تهویه مطبوع یک‌منطقه‌ای با کوئل دوباره‌گرمکن به طور ذاتی تلف‌کنندهٔ انرژی است؛ زیرا هواساز باید هوای خروجی را تا دمای مشخصی سرد کند، و سپس همین هوای سردشده ممکن است در اتاق‌ها

یا بخش‌هایی، برای رسیدن به شرایط مناسب آن اتاق، بار دیگر گرم شود. تنها ضرورت کنترل دقیق دما و رطوبت نسبی در دامنه‌ای تنگ می‌تواند طراح را قانع کند تا دست به انتخاب چنین سیستمی بزند. آشکار است که اگر قید و بندی وجود نداشته باشد، به‌کارگیری چنین سیستمی از سوی طراح کاملاً اشتباه خواهد بود.

گاهی می‌توان با اتخاذ تدابیری برخی عیوب ذاتی سیستم‌ها را رفع کرد و یا از اثرات زیانبار آن کاست. به عنوان مثال، هواسازها برای تأمین گرمایش و سرمایش در هر دو فصل مورد استفاده قرار می‌گیرند و، به‌جز برخی موارد استثنایی، همواره دِبی هوای سرد به مقدار قابل توجهی بیش از دِبی هوای گرم است. بنابراین، کارکرد هواساز در زمستان، به دلیل بالا بودن سرعت و دِبی هوا بیشتر از نیاز فضاها، نوعی اتلاف محسوب می‌شود. پس می‌توان در زمستان از سرعت فن‌ها کاست و، در عین حال، به نتیجهٔ مطلوب‌تری دست یافت. به این منظور می‌توان از موتورهای دوسرعته و یا سیستم کنترلِ دورِ موتور استفاده کرد.

در مجموع، دقت نظر در انتخاب و چیدمان تجهیزات در هر سیستمی اهمیت ویژه‌ای دارد. از این رو، فارغ از توصیه‌هایی که پس از این خواهد آمد، عنایت به موارد کلی زیر ضروری است:

- توجه به بازده، ضریب کارایی و مصرف انرژی مبتنی بر گواهی‌نامهٔ معتبر از مجامع علمی و تحقیقاتی؛
- دقت در انجام محاسبات، و لحاظ نکردن ظرفیت غیرضروری و اضافی؛
- عدم اتکا به محاسبات تخمینی و سرانگشتی؛
- تناسب مورد منتخب با کاربری و شرایط اقلیمی؛
- پیش‌بینی تعداد مناسب، با قابلیت کاهش مصرف انرژی در بارهای جزئی؛
- اولویت دادن به تجهیزاتی با قابلیت بهره‌گیری از انرژی‌های تجدیدپذیر متناسب با چرخهٔ حیات؛
- هم‌بندی مناسب و مؤثر در واکنش آنی، فراخور وضع دیگر اجزای سیستم گرمایشی، سرمایشی و تهویه مطبوع؛
- بررسی امکان بهره‌برداری از تلفات ناگزیر انرژی؛
- در اولویت گذاشتن امکان کنترل ظرفیت به صورت تدریجی و پیوسته، متناسب با تغییرات و نوسان بار؛
- استفاده از نرم‌افزارهای کارآمد محاسباتی، شبیه سازی و ترسیمی.

ج) نکتهٔ دیگر دربارهٔ بهره‌برداری و مصرف انرژی مربوط به انتخاب تجهیزاتی است که خود برای

ساخته شدن نیازمند صرف انرژی کمتری هستند. مواد و مصالح مورد استفاده در ساختمان، اعم از مصالح بنّایی یا تأسیساتی که خود مصنوعی تغییرشکل‌یافته از مواد طبیعی‌اند، بی‌تردید با مصرف انرژی همراه است. بنابراین، توجه به انرژی صرف‌شده برای تولید، انرژی مصرفی برای حمل‌ونقل مصالح و تجهیزات، تأثیرات نامطلوب زیست‌محیطی ناشی از تولید مواد و مصالح و انرژی مصرفی برای خنثی‌سازی اثرات ناخوشایند زیست‌محیطی، همگی از جمله موارد مهمی‌اند که باید در راستای مصرف بهینهٔ انرژی به آنها توجه شود.

کاربرد عایقی کارآمد از اتلاف انرژی در ساختمان جلوگیری می‌کند. حال ممکن است برای تولید عایق، انرژی قابل توجهی صرف شود. شاید حمل آن از محل تولید تا مصرف با صرف انرژی دیگری همراه باشد، و یا تولید آن موجب پراکندگی آلاینده‌ها در جو شود. بنابراین، برای خنثی‌سازی آن، ناگزیر از صرف انرژی دیگری هستیم. پس در مقیاسی کلان، نمی‌توان صرفهٔ حاصل از کاربرد این عایق را در راستای صرفه‌جویی کلی و مصرف بهینهٔ انرژی دانست.

ساده‌اندیشی و خُردانگاری در کاربرد مواد و مصالح و تجهیزات، به ویژه آنهایی که خود باید در خدمت بهینه‌سازی مصرف انرژی یا از تجهیزات سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر و سبز باشند، پیامدهای ناخوشایند و پنهانی در پی دارد. این‌ها شاید در مقیاس خُرد یک ساختمان چندان جلوه نکنند، اما در سطحی کلان تأثیر خود را بروز می‌دهند. اصولاً صرفه‌جویی در مصرف انرژی به دیدی ژرف و کلان‌نگر به وسعت کل کرهٔ زمین نیاز دارد.

همواره باید به یاد داشت که بهای برپاداشتن هر ساختمانی فروپاشی بخشی از طبیعت است. از سوی دیگر، نیازهای بشری، پس از عصر غارنشینی، ساخت سرپناه را گریزناپذیر کرده؛ بنابراین، نمی‌توان از ساخت بنا چشم پوشید. اما می‌توان راهکارهایی برگزید که از این دخل‌وتصرف و اثرات زیانبار آن بکاهد. از کارآمدترین روش‌ها استفاده از مصالح بازیافتنی با کمترین صرف انرژی در تغییرشکل آنهاست. پیشینیان از سرِ جبرِ نبود فناوری پیشرفته ناگزیر از این روش بودند. تفاوت انرژی نهفته و به‌کاررفته در خشتِ خام و آجرِ پخته نمونهٔ ساده‌ای است که متأسفانه امروز نمی‌توان عیناً به کار برد، اما به کمک رشد همان فناوری می‌توان مصالحی قابل بازیافت تولید کرد و در اَشکال دیگر دوباره به کار بست. کاهش مصرف، بازتولید، بازمصرف، و بازیافت چهار راهکار مؤثر در استفاده از مصالح ضمن حفظ منابع طبیعی و مصرف بهینهٔ انرژی است.

**د)** راه دیگر در حفظ انرژی و مصرف بهینهٔ آن، بازیافت و بهره‌گیری از تلفات حرارتی ناشی از کارکرد تجهیزات و سیستم‌های مختلف است. گرما را می‌توان پایهٔ انواع انرژی دانست و، از

سوی دیگر، همهٔ دستگاه‌ها و تجهیزات به هنگام کار بخشی از انرژی ورودی را کمابیش به گرمای ناخواسته تبدیل می‌کنند که به‌درستی می‌توان آن را انرژی تلف‌شده قلمداد کرد. اگرچه به کمک فناوری می‌توان تجهیزاتی ساخت که انرژی کمتری را به صورت گرما یا هر شکل دیگری از انرژی تلف کنند؛ اما در بسیاری از تجهیزات، تولید گرما به همراه کار انجام‌شده اجتناب‌ناپذیر است. به عنوان مثال، گرم شدن سرسیلندر یک دیزل ژنراتور به هنگام تولید برق چیزی نیست که بتوان مانع از آن شد، اما می‌توان با استفاده از مبدّل، گرمای خروجی اگزوز یا سرسیلندر را به سیال دیگری منتقل و بار دیگر از آن استفاده کرد. اصولاً سیستم‌ها و تجهیزات CHP بر اساس این ایده شکل گرفته‌اند.

تولید گرما در برخی تجهیزات ذاتی است. نمونه‌ای از آن را در کارکرد کولر گازی می‌بینیم. چرخهٔ کار تبرید در سیستم تراکمی به گونه‌ای است که گرمای اخذشده از محیط از طریق کندانسور دفع می‌شود. این را نباید اتلاف محسوب کرد، اما با تمهیداتی می‌توان از گرمای دفع‌شده بار دیگر بهره گرفت. گرمای خروجی از دودکش دیگ، گرمای ناشی از پخت‌وپز در یک آشپزخانهٔ صنعتی، گرمای کوره‌های پخت مواد در صنایع و موارد متعددی از این دست هستند که با تدابیر نسبتاً مشابهی می‌توان از آن استفاده کرد. اگرچه این موارد را نمی‌توان به طور مستقیم در شمار اتلاف انرژی به حساب آورد؛ اما برطرف کردن تأثیرات نامطلوب زیست‌محیطی آن نیازمند صرف هزینه و انرژی است. بنابراین، به‌کارگیری ترفندهایی برای استفادهٔ مجدد از گرمای تولیدشده، فارغ از اینکه نوعی اتلاف به حساب آید و یا ناگزیر جزئی از فرایند عملیاتی دستگاه باشد، گام بزرگی در مصرف بهینهٔ انرژی و صرفه‌جویی آن است.

ه) بهره‌گیری از سازوکارهای غیرفعال مبتنی بر شرایط اقلیمی برای استفاده نکردن از تجهیزات مکانیکی، یا کاهش زمان کارکرد آنها، به طور قابل ملاحظه‌ای از مصرف انرژی می‌کاهد. این بخش وابسته به چگونگی ساختار بنا است و در حوزهٔ مباحث معماری طرح و بررسی می‌شود. اما فهرستی از این سازوکارها برای تسهیل مراجعه به منابع و مآخذ به شرح زیر ارائه می‌شود:

- رعایت جهت مناسب ساختمان نسبت به موقعیت خورشید در اوقات مختلف سال و هم‌چنین وزش باد
- توجه به شکل و حجم ساختمان متناسب با شرایط اقلیمی
- کاهش پوسته و نمای ساختمان نسبت به مساحت
- استفاده از عایق مناسب در جدارهای ساختمان و یا مصالحی که خواص عایقی مناسبی دارند
- استفاده از پنجره‌ها و شیشه‌های دو یا سه جداره

- استفاده از شیشه‌های مناسب برای بازتابش اشعه فروسرخ و عبور نور مرئی در اقلیم گرم
- انتخاب نوع مصالح متناسب با شرایط اقلیمی
- استفاده از سطوح بازتابنده با انتخاب نوع مناسب مصالح و رنگ برای همه اقلیم‌ها به جز اقلیم سرد
- استفاده از جرم گرمایی برای مناطق گرم و خشک به منظور بهره‌گیری از اختلاف دمای روز و شب
- استقرار صحیح پنجره‌ها و بازشوها به منظور استفاده حداکثر از تابش خورشید و هم‌چنین وزش باد
- استفاده از راهکارهای مناسب برای ایجاد امکان تهویه طبیعی و هم‌چنین بهره‌گیری از اختلاف دمای شب و روز
- ممانعت از نفوذ کنترل نشدهٔ هوا و هم‌چنین خروج کنترل نشدهٔ آن
- استفاده از فضای گلخانه‌ای، دیوار ترومب و دیوار آبی برای اقلیم سرد
- استفاده از سایه‌اندازهای مناسب
- استفاده از گیاهان به صورت فضای سبز، نمای زنده و بام سبز
- استفاده از بام استخری
- استفاده از دودکش خورشیدی
- استفاده از گودال باغچه و تونل‌های زمینی به ویژه برای مناطق گرم و خشک
- استفاده از کلکتورهای خورشیدی آب و هوای گرم
- استفاده از نمای دو پوسته‌ای
- استفاده از سرمایش تبخیری بدون استفاده از فن به کمک بادگیر، سرداب، ریزش آب از سطوح و آب‌نما
- استفاده از ثبات دمای زمین و هم‌چنین ثبات دمای آب‌های زیرزمینی به منظور جذب یا دفع گرما در فصول مختلف
- متمایز کردن و رتبه‌بندی فضاهای داخلی برای تعیین اولویت استفاده از سازوکارهای غیرفعال یا حتی فعال
- منطقه‌بندی فضاهای داخلی براساس مشابهت‌های کاربردی و وقوع بارهای گرمایی و سرمایی با توجه به رتبهٔ اهمیت ارتباط آنها با یکدیگر
- محوطه‌سازی هدفمند به منظور هدایت دلخواه جریان هوا، سایه‌اندازی مناسب و

هم‌چنین بهره‌گیری به موقع از تابش خورشید
- بهره‌گیری از عوارض طبیعی و مصنوعی اطراف ساختمان

و) باید از کاربرد تجهیزات، مواد و مصالحی با تأثیرات نامطلوب زیست‌محیطی تا حد ممکن پرهیز کرد. شاید برخی از این‌ها خود از نظر بازده و مصرف انرژی شرایط مناسبی داشته باشند؛ اما خنثی‌سازی آثار ناخوشایند آنها بر محیط‌زیست موجب صرف هزینه و انرژی شود. به عنوان مثال، اگرچه مبرّدهای فرئونی در انواع سیستم‌های تراکمی بازده خوبی دارند و، تجهیزات تراکمی نیز در گروه خنک‌کن‌های با ضریب بالای کارایی قرار می‌گیرند؛ اما اثرات فرئون بر لایهٔ ازون، چنان خساراتی را به بار آورد که در نهایت استفاده از آن را مجامع مسئول ذیربط ممنوع اعلام کردند.

ز) استفاده از تجهیزات و مصالح بادوام بی‌تردید پایداری بنا و کاهش نیاز به ساخت تجهیزات و مصالح را در دوره‌های زمانی کوتاه به همراه دارد و این خود ضمن کاستن از دخل‌وتصرف در منابع طبیعی، نیاز به انرژی را برای تولید کاهش خواهد داد.

ح) جمع‌آوری آب باران و استفاده از آن برای مصارف غیرشرب کاهش چشمگیری در نیاز به آب تصفیه‌شده ایجاد می‌کند. در پی آن، ضمن کاستن از مصرف انرژی برای پاکسازی آب، زمینهٔ مساعدی را برای حفظ منابع طبیعی آب فراهم می‌آورد. در پروژه‌های بزرگ که تعداد قابل توجهی فن‌کوئل و هواساز در آنها نصب می‌شود، جمع‌آوری آب حاصل از تقطیر رطوبت بر روی کوئل سرد و استفاده از آن نیز راهکاری قابل بررسی است.

ط) ذخیره‌سازهای سرما همچون بانک یخ یا سیستم‌های مرکب (هیبریدی) به طور مستقیم از مصرف انرژی نمی‌کاهند، اما با کاهش مصرف در اوقات اوج بار، هزینه‌های مربوط به انرژی را کاهش می‌دهند.

ی) استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر حاصل نگرانی‌های روزافزون زیست‌محیطی به ویژه دربارهٔ انتشار گازهای گلخانه‌ای، از جمله دی‌اکسید کربن، و پایان‌پذیر بودن سوخت‌های فسیلی است. این دغدغه مدت‌هاست که استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر را تبدیل به یک ضرورت کرده است.

بهره‌گیری از منابع انرژی تجدیدپذیر اگرچه راهکاری مستقیم در جهت کاهش و یا حتی مصرف بهینهٔ انرژی محسوب نمی‌شود؛ اما به دلیل کاهش مصرف انرژی متکی به سوخت‌های فسیلی، موجب حفظ محیط‌زیست و، به تبع آن، کاهش مصرف انرژی برای دفع آلاینده‌ها می‌شود.

# ۱

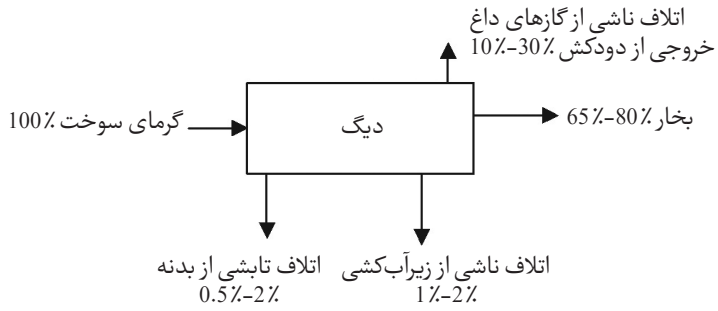
# توصیه‌ها در مورد تجهیزات مولد

## ۱-۱) مولدهای گرما

انواع دیگ‌ها اعم از چدنی یا فولادی برای تولید آب گرم، آب داغ و بخار مهم‌ترین گونهٔ مولدهای گرما هستند که دو عامل مرکزیت و پرظرفیت بودن نقش آنها را در مصرف انرژی پر رنگ می‌کند. البته سایر مولدهای محلی مانند کوره هوای گرم، واحدهای یکپارچه آب گرم و واحدهای تابشی مادون قرمز و حتی بخش گرمایی پمپ‌های گرمایی نیز در مقیاس ویژه خود در چگونگی مصرف انرژی مؤثرند. جدا از پمپ حرارتی، سایر تجهیزات مولد گرمایشی اعم از مرکزی یا محلی در یک فرایند مشترک هستند و آن فرایند احتراق و خروج گازهای داغ از دودکش است. از قضا همین نقطهٔ اشتراک از منظر مصرف انرژی و متعاقب آن دغدغه‌های صرفه‌جویی در آن مهم‌ترین زمینهٔ پرداختن به مصرف بهینه است. بنابراین مواردی هم‌چون کمیت و کیفیت سوخت از نظر ارزش حرارتی، کمیت و کیفیت هوای احتراق، خروج گازهای گرم از دودکش و سایر موارد مرتبط با فرایند احتراق و سوختن کم و بیش در تمامی انواع مولدهای گرما که با سوخت فسیلی کار می‌کنند، مشترک است. از این رو مطالبی که دربارهٔ فرایند احتراق دیگ‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد تا حدود زیادی شامل سایر تجهیزات مولد گرمایشی نیز می‌شود.

ضروری است یادآور شوم که در اینجا برای سهولت بیان مطالب هرگاه از دیگ یا سایر مولدهای گرما سخنی به میان می‌آید، مشعل جزیی از ساختار دیگ محسوب شده و بنابه طبقه‌بندی رایج و البته صحیح، مشعل به عنوان جزیی جداگانه و مکمل مولدهای گرما قلمداد نشده است. اثرات سایر تجهیزات مکمل مولد گرما بر مصرف انرژی در بند ۲-۱ مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

**اتلاف حرارت در دیگ‌ها** به طور معمول و تا حدودی طبیعی و پذیرفته شده از سه طریق صورت




**تصویر 1-1) اتلاف گرما در دیگ**

می‌گیرد که عبارتند:

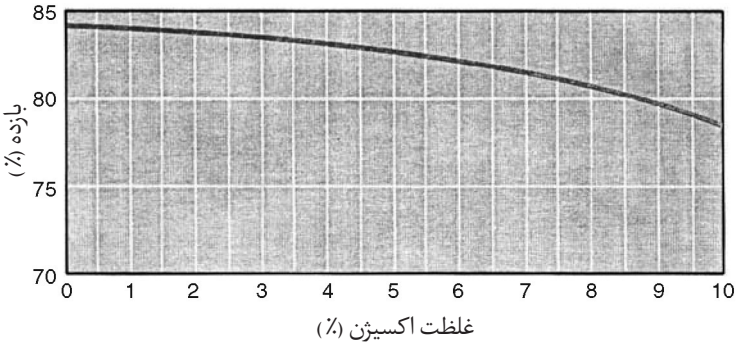
- اتلاف گرما از طریق دودکش که مقدار آن بین 10 تا 30 درصد است؛
- اتلاف گرما از طریق تابش که مقدار آن بین 0.5 تا 2 درصد است؛
- اتلاف گرما از طریق زیرآب‌کشی که مقدار آن بین 1 تا 2 درصد است.

همان‌گونه که مشاهده می‌شود بیشترین اتلاف از طریق دودکش صورت می‌گیرد. بنابراین متمرکز شدن بر گرمای خروجی از دودکش تا حدود زیادی می‌تواند راه‌های مصرف بهینهٔ سوخت را نمایان کند.

می‌دانیم که تولید گرما در دیگ‌ها شامل سوزاندن سوخت‌های کربنی مانند مازوت، گازوئیل و گاز است که برای احتراق و تشکیل شعله نیازمند اکسیژن هستند. اصولاً بنا به تعریفی سوختن عبارت است از ترکیب با اکسیژن.

هوای استاندارد حاوی 21 درصد اکسیژ ن است و لاجرم برای فرایند احتراق باید از هوا استفاده کرد؛ اما برای اطمینان از احتراق کامل سوخت، تنها به وجود 21 درصد اکسیژن موجود در آن اکتفا نمی‌شود و بنا به نوع سوخت، ***هوای اضافی*** در نظر گرفته می‌شود تا ترکیب سوخت با اکسیژن کامل و در پی آن گرمای بیشتری استحصال شود. در عین حال افزایش بی‌رویهٔ هوای اضافی خود می‌تواند باعث اتلاف و کاهش بازده دیگ شود. از سوی دیگر چنانچه هوای اضافی کافی نباشد، فرایند احتراق ناقص صورت می‌گیرد و ضمن عدم تولید گرما به نسبت مقدار سوخت مصرفی، موجب تشکیل دوده در سطوح انتقال حرارت دیگ می‌شود و از بازده دیگ می‌کاهد.

**پرهیز از تأمین اکسیژن اضافی.** مقدار هوای اضافی متناسب با نوع سوخت باید بین 10 تا15 درصد باشد که این به معنی 2 تا 3 درصد اکسیژن اضافی برای کامل‌تر شدن فرایند احتراق است.




**تصویر 2-1) نسبت بازده احتراق با غلظت اکسیژن**

یکی از شاخص‌های مهم بازده احتراق دیگ، سوختن کامل سوخت به صورت کامل با تأمین حداقل هوای اضافی است. برای تشخیص فرایند سوختن پربازده باید از گازهای خروجی دودکش نمونه‌برداری و به کمک یک دستگاه تحلیل‌کنندهٔ احتراق (combustion analyzer)، کیفیت احتراق را متناسب با نوع سوخت مصرفی سنجید و مبتنی بر آن مقدار هوای اضافی را تأمین کرد و از نمودار تصویر 2-1 نیز برای تعیین بازده احتراق متناسب با غلظت اکسیژن موجود در هوای احتراق هم استفاده کرد. مطابق این نمودار هر چه غلظت اکسیژن بیشتر می‌شود، بازده احتراق کاهش می‌یابد و این رخداد شاید خلاف انتظار بسیاری باشد. ولی واقعیت این است که اگر ترکیب با کمیت و کیفیت مناسبی صورت نگیرد، ماحصل آن که در اینجا احتراق است، رضایت‌بخش نخواهد بود. چنانچه مقدار هوای اضافی از 15 درصد به 30 درصد برسد، مقدار اکسیژن از 3 به 5 درصد خواهد رسید که نتیجهٔ آن کاهش 1 درصدی بازده احتراق است.

برای سهولت در فهم موضوع می‌توان چنین تصور کرد که دو جریان هوا برای احتراق وجود دارد. یکی برای احتراق کامل و دیگری به عنوان هوای اضافی. بنابراین از آنجاکه اکسیژن موجود در هوای احتراق به هنگام سوختن تمام می‌شود؛ اکسیژن باقی مانده در گاز خروجی از دودکش نشانهٔ بیش از اندازه بودن هوای اضافی است.

**مثال:** اگر گاز خروجی از دودکش حاوی 10 درصد اکسیژن باشد، می‌توان به طریق زیر نسبت کل هوای خروجی به هوای اضافی را تعیین کرد.

$$O_2A\,(\%) \times EA = Ff \times O_2f\,(\%)$$

$O_2A$ : درصد اکسیژن موجود در هوا که برای هوای استاندارد 21 است.

EA : جریان هوای اضافی

Ff : جریان کل گازهای خروجی از دودکش

$O_2f$ : درصد اکسیژن موجود در گازهای خروجی از دودکش

$$21\,(\%) \times EA = Ff \times 10\,(\%)$$

$$Ff / EA = 2.1$$

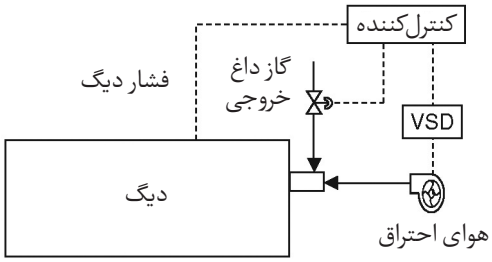
این نشان می‌دهد که کل هوای خروجی از دودکش دو برابر هوای اضافی است. یعنی هوای اضافی 100 درصد است. بنابراین مطابق نمودار تصویر 2-1 اگر هوای اضافی از 100 درصد به 15 درصد کاهش یابد، غلظت اکسیژن از 10 به 3 درصد خواهد رسید و این موجب افزایش بازده احتراق بین 5 تا 6 درصد می‌شود.

گاهی اوقات افزایش مقدار هوای اضافی ناشی از مکش زیاد دودکش است که موجب می‌شود هوای بیشتری به محفظهٔ احتراق کشانده شود. در این صورت باید با نصب دمپر در خروجی گازهای دودکش، سطح مقطع دهانه را متناسب با مکش دودکش که تحت تأثیر دما و جریان و فشار هوای بیرون است کم کرد.

به طور کلی مقدار هوای تازه وابسته به نوع مشعل است. مشعل‌های قدیمی به طور معمول با هوای اضافی بیشتری کار می‌کنند. در این صورت بهترین روش برای کاهش هوای اضافی و افزایش بازده احتراق، تعویض مشعل با گونه‌های جدید است.

روش کارآمد برای پرهیز از افزایش هوای اضافی، تنظیم دقیق و صحیح هوا و سوخت مشعل است و بهتر این که فرایند تنظیم به طور خودکار توسط کنترل‌کنندهٔ سطح اکسیژن که حسگر آن به طور مستمر مقدار اکسیژن در گازهای خروجی دودکش را می‌سنجد، انجام شود.

**تغییر سرعت فن مشعل** به هنگام تغییر بار یکی از روش‌های مؤثر در کاهش مصرف انرژی است. در روش متعارف و سنتی سرعت فن ثابت است و تغییر جریان هوا در بار جزیی توسط تغییر وضعیت دمپر صورت می‌گیرد. تحت این شرایط فن در بارهای جزیی با همان توان اولیه به کار خو ادامه می‌دهد بدون این‌که توان صرف انجام کار متناسب شود و علاوه بر این با ثابت ماندن دور فن و بسته شدن نسبی دمپر، مقاومتی بر سر راه هوا نیز ایجاد می‌شود. اما چنانچه از محرک تغییر سرعت برای فن استفاده شود، یک کنترل‌کننده قادر است تا در بار جزیی ضمن کاهش جریان سوخت، از سرعت و دبی جریان هوا نیز کاسته و در مصرف انرژی صرفه‌جویی کند. از آنجاکه مطابق قانون فن‌ها، توان فن متناسب با مکعب دبی هواست، اگر بار دیگ 20 درصد کاهش یابد، از توان مصرفی فن حدود 50 درصد کاسته می‌شود.




**تصویر 3-1) استفاده از کنترل‌کنندهٔ دور فن برای کاهش توان مصرفی**

**مثال:** اگر داده‌های راهبری دیگ مطابق جدول 1-1 باشد، مقدار صرفه‌جویی در مصرف انرژی فن در صورت استفاده از کنترل‌کنندهٔ دور مطابق جدول 2-1 برابر با 296.8 kWh در روز خواهد بود.

**جدول 1-1) داده‌های راهبری دیگ مورد مثال**

| بار دیگ (%) | ساعات کار در روز | توان الکتروموتور فن (kW) |
|---|---|---|
| 100 | 2 | 22 |
| 80 | 4 | 21 |
| 60 | 10 | 19 |
| 40 | 8 | 16 |

**جدول 2-1) تعیین مقدار صرفه‌جویی در انرژی (مورد مثال)**

| درصد بار دیگ<br>A | ساعات کار در روز<br>B | توان الکتروموتور فن با دمپر (kW)<br>C | توان الکتروموتور فن با کنترل دور (kW)<br>$D = A^3 \times 22$ | توان صرفه‌جویی‌شده (kW)<br>E = C - D | انرژی صرفه‌جویی‌شده (kWh)<br>F = B × E |
|---|---|---|---|---|---|
| 100 | 2 | 22 | 22 | 0 | 0 |
| 80 | 4 | 21 | 11 | 10 | 40 |
| 60 | 10 | 19 | 5 | 14 | 140 |
| 40 | 8 | 16 | 1.4 | 14.6 | 116.8 |
| **جمع کل انرژی صرفه‌جویی شده در یک شبانه روز** | | | | | **296.8** |

**توضیح:** ستون D : $^3$(بار دیگ) × (توان فن در بار کامل). که در اینجا توان در بار کامل 22kW است. به عنوان مثال در بار 80 درصد، D مطابق جدول 11kW است. زیرا: $0.8^3 \times 22 = 11.2$ که مقدار بدون اعشار 11 برای آن درج شده است.

**کاهش اتلاف گرما از بدنهٔ دیگ** تنها با عایق‌کاری ممکن است. مساحت سطوح انتقال حرارت دیگ‌ها به ویژه دیگ‌های پرظرفیت زیاد است و از سوی دیگر گرم‌تر بودن دیگ نسبت به اجزا و فضای اطراف خود انتقال حرارت به صورت رسانش را تشدید می‌کند. اتلاف حرارت از طریق تابش هم به نسبت افزایش دمای دیگ بیشتر می‌شود. درصد اتلاف حرارت تابشی با کاهش بار دیگ افزایش می‌یابد. زیرا با توجه به گرمای سطح دیگ اتلاف تابشی همچنان ثابت خواهد ماند. از این رو درصد تابش به نسبت درصد بار جزیی افزایش می‌یابد (نک جدول3-1 ). به عنوان مثال درصد اتلاف تابشی در بار جزیی 25 درصد به مقدار8 درصد ولی در بار کامل 100 درصدی به مقدار2 درصد است. زیرا مقدار اتلاف نسبت به تغییر بار تقریباً ثابت می‌ماند. اگر اتلاف تابشی 40,000 kcal/hباشد ولی دیگ در بار جزیی 25 درصد قرار گیرد و با ظرفیت 500,000 kcal/h کار کند. درصد اتلاف برابر است با:

$$(40{,}000 \times 100) \,/\, 500{,}000 = 8$$

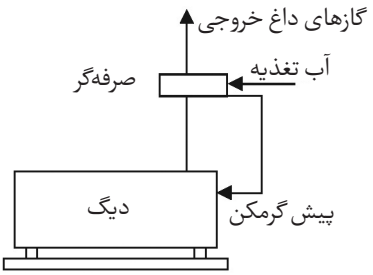
و حال این‌که در بار کامل، درصد اتلاف تابشی برابر است با:

$$(40{,}000 \times 100) \,/\, 2{,}000{,}000 = 2$$

**پیش گرم شدن هوای احتراق** بازده دیگ را بهبود می‌بخشد. در اقلیم معتدل جریان هوای زمستانی ممکن است بیش از اندازه برای احتراق سرد باشد ولی از آنجاکه به طور معمول موتورخانه‌ها به دلیل سرپوشیده بودن و کار تجهیزات متنوع دارای هوای گرم‌تری هستند؛ برای احتراق می‌توان از همین گرما بهره برد، مشروط بر این‌که هوای ورودی به موتورخانه از سطوح بالا خارج نشود و تهویه تنها در حد نیاز صورت گیرد. به‌طور معمول افزایش 20°C(68°F) هوای احتراق حدود 1 درصد بازده دیگ را افزایش می‌دهد.

**جدول 3-1) افزایش درصد اتلاف گرمای تابشی متناسب با درصد بار جزیی برای یک دیگ با ظرفیت 200 BHp(1962kW)**

| بار دیگ (%) | گرمای حاصل از سوخت (kcal/h) | اتلاف تابشی (kcal/h) | درصد اتلاف تابشی (%) |
|---|---|---|---|
| 25 | 500,000 | 40,000 | 8 |
| 50 | 000,000,1 | 40,000 | 4 |
| 75 | 500,000,1 | 40,000 | 3 |
| 100 | 000,000,2 | 40,000 | 2 |




**تصویر 4-1) بازیافت گرمای خروجی از دودکش به منظور پیش‌گرمایش آب تغذیهٔ دیگ بخار توسط مبدل حرارتی(صرفه‌گر)**

**بازیافت گرمای دودکش** یکی از مؤثرترین راه‌ها برای مقابله با اتلاف اجتناب ناپذیر گرماست. از آنجاکه دمای گازهای خروجی از دودکش دیگ بین 100°C(212°F) تا 250°C(482°F) است؛ در حدود 10 تا 20 درصد از انرژی گرمایی فقط از طریق این گازهای دودکش به هدر می‌رود. از این‌رو بازیافت گرمای دودکش به کمک یک مبدل حرارتی که در واقع در اینجا نوعی صرفه‌گر (Economizer)محسوب می‌شود مقرون به صرفه و کارآمد خواهد بود. سیال گرم شده در مبدل بازیافت یا صرفه‌گر را می‌توان برای پیش‌گرمایش هوای احتراق یا پیش‌گرمایش آب ورودی به دیگ بخار و یا مصارف دیگر مورد استفاده قرار داد.

یکی از مشکلات مرتبط با بازیابی گرمای گازهای خروجی از دودکش خوردگی ناشی از تقطیر اسیدی این گازهاست. تقطیر زمانی روی می‌دهد که گاز دودکش در دمایی کمتر از دمای نقطهٔ شبنم خنک شود. در این صورت گوگرد موجود در گازهای خروجی با آب ترکیب شده و اسید سولفوریک تولید می‌شود که بسیار خورنده است. بنابراین دمای گاز دودکش همواره باید بالاتر از نقطهٔ شبنم اسیدی حفظ شود. مگر این‌که مبدل حرارتی و سایر تجهیزات بازیافت به خوبی در مقابل خوردگی اسیدی مقاوم‌سازی شده باشند. نقطهٔ شبنم اسید وابسته به مقدار گوگرد موجود در سوخت و گازهای خروجی است .(نک جدول 4-1)

امکان‌سنجی نصب سیستم بازیافت گرما برای گازهای دودکش به عواملی مانند دمای دودکش، دمای سیال ورودی که قرار است گرم شود و ساعات کارکرد دیگ بستگی داد. از سوی دیگر باید توجه داشت که مبدل بازیافت موجب افزایش افت فشار در مسیر گازهای خروجی می‌شود. بنابراین باید فن مشعل قابلیت غلبه بر افت فشار اضافی را داشته باشد. در هر حال استفاده از مبدل بازیافت گرما وقتی مقرون به صرفه است، که سیستم قابلیت کاهش 25°C(77°F) تا 30°C(86°F) گاز خروجی از دودکش را داشته باشد.

**جدول 4-1) نقطهٔ شبنم اسیدی برخی از سوخت‌ها**

| نوع سوخت | دمای نقطهٔ شبنم اسیدی °C(°F) | دمای مجاز گازهای خروجی °C(°F) |
|---|---|---|
| گاز طبیعی | 66(151) | 120(248) |
| سوخت نفتی سبک | 82(180) | 135(275) |
| سوخت نفتی کم گوگرد | 93(200) | 150(302) |
| سوخت نفتی با گوگرد زیاد | 110(230) | 160(320) |

**مثال:** یک دیگ بخار با ظرفیت 4000 kg/h(4 ton/h) تقریباً 167 L/h(0.73 gpm) سوخت نفتی کم گوگرد مصرف می‌کند و دمای گازهای خروجی از دودکش آن نیز 190°C(374°F) است. اگر مبدل صرفه‌گر نصب شده، آب تغذیه دیگ را 90°C(194°F) گرم کند؛ صرفه‌جویی در مصرف انرژی چه مقدار می‌شود؟

برای سوخت نفتی کم گوگرد حداقل دمای مجاز دودکش مطابق جدول 4-1، 150°C(302°F) است. بنابراین امکان کاهش دما تا 40°C(104°F) = (150 – 190) وجود دارد و استفاده از مبدل صرفه‌گر مقرون به صرفه است.

حال اگر چگالی سوخت 900 kg/m$^3$(56 lb/ft$^3$) باشد؛ دبی وزنی سوخت تقریباً 150 kg/h(331 lb/h) خواهد بود:

$$(1000 \times W\ Kg/h) / 900 = 167$$

$$W = 151.8$$

$$(150 / 900) \times 1000 = 166.6 \simeq 167$$

برای احتراق کامل باید نسبت هوا به سوخت در حدود 15 : 1 باشد. بنابراین مقدار هوای احتراق تقریباً 15 برابر وزن سوخت مصرفی است. یعنی:

$$15 \times 150 = 2250\ kg/h$$

از این رو وزن گازهای خروجی از دودکش با اضافه کردن مقداری هوای اضافی(تقریباً 7 درصد) برابر است با:

$$(2250 + 150) = 2400\ kg/h = 0.67\ kg/s$$

با احتساب گرمای ویژه گازهای دودکش ($SP_h$) به میزان 1.1 kJ/kg.K مقدار گرمای بازیافت شده ($H_{rec.}$)، برابر است با:

$$H_{rec.} = Q_w \times SP_h \times t_d$$

$$H_{rec.} = 0.67 \times 1.1 \times 40 = 29\ kW\ (kJ/s)$$
$$= 0.029 \times 3600 = 104.4\ MJ/hr$$

اگر محتوی گرمایی سوخت 40 MJ/kg باشد، کاهش سوخت مصرفی برابر است با:

$$104.4 / 40 = 2.6\ L/h$$

بنابراین افزایش دمای آب تغذیهٔ دیگ به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$H_{rec.} = 29\ kW = Q_w \times SP_h \times T_w$$
$$29kW = (4000 / 3600)\ kg/s \times 4.18\ kJ/kg.K \times T_w$$
$$T_w = 6.25°C$$

با توجه به افزایش دما ($T_w$) به مقدار6.25°C ، دمای آب خروجی از مبدل صرفه گر96.25°C است:

$$(T - 90) = 6.25,\ T = 96.25°C \simeq 96°C$$

**کاهش رسوب‌گذاری و دوده زدایی دیگ** تأثیر قابل توجهی بر حفظ بازدهی دارد. به طور معمول انباشت دوده در سمت آتش دیگ به اندازهٔ 1 تا 1.5 میلی‌متر، مصرف سوخت را حدود 3 تا8 درصد افزایش می‌دهد. رسوب‌گذاری در سمت آب دیگ نیز موجب افزایش مصرف سوخت بین 4تا 9 درصد می‌شود. بنابراین انباشت دوده و رسوب در سمت دیوارهٔ لوله‌های یک دیگ لولهٔ- آتش بین 2 تا 3 میلی‌متر، مجموعاً باعث افزایش مصرف سوخت به مقدار7 تا 17 درصد می‌شود که رقم قابل توجهی است. آشکار است که برای ممانعت از چنین رویدادی ضمن نظافت دوره‌ای هر دو سمت، باید از آب نرم برای جلوگیری از رسوب‌گذاری استفاده کرد و با تنظیم صحیح مقدار سوخت و هوا باید از انباشت دوده کاست.

**حذف دیگ بخار مرکزی**. یکی از روش‌های مرسوم برای گرمایش فضاها، استریل کردن البسه و لوازم، مصارف رختشویخانه، رطوبت‌زنی و حتی پخت‌وپز استفاده از دیگ‌های بخار بود و هنوز هم کم و بیش هست. حال اینکه دمای بالای بخار ضمن افزایش تبادل حرارت، به دلیل اختلاف دمای زیاد با محیط خارج، منجر به افزایش هزینه‌های راه‌اندازی و نگهداری و راهبری نیز می‌شود. از سوی دیگر، دمای بالای بخار تناسبی با دمای موردنیاز تجهیزات تبادل حرارت مانند انواع رادیاتورها، فن‌کوئل‌ها و هواسازها برای گرمایش متعارف فضاها ندارد و همین امر سبب می‌شود که انرژی بخار از طریق مبدّل‌های حرارتی به آب داده شود که خودِ این امر تلفاتی به دنبال دارد.

استفاده از بخار، نسبت به سیستم آب گرم، تجهیزات بسیار بیشتری می‌طلبد که انواع تله‌بخار، مبدّل‌ها، ایستگاه تقلیل فشار، دیریتور، و مخزن چگالیده از جملهٔ آنها هستند و هریک با توجه به بازدهی که دارند در مراحلی موجب اتلاف انرژی می‌شوند.

در صورت نیاز به بخار برای مصارف محدود مانند رطوبت‌زنی یا رختشویخانه بهتر است که

از بخارسازها و مولدهای بخار محلی استفاده شود تا، ضمن از میان برداشتن تبعات تولید و توزیع بخار به صورت متمرکز، به طور کلی شبکهٔ لوله‌کشی پرهزینه و تلفات ناشی از آن حذف شود. مطالعات نشان می‌دهند که استفاده از سیستم آب گرم به جای بخار هزینه‌ها را تا 75 درصد کاهش می‌دهد (نک ASHRAE, 2012).

**استفاده از دیگ‌ها و واحدهای چگالشی** که بازده‌ای بیش از 90 درصد دارند؛ متناسب با شرایط و نیاز یکی از راه‌های توصیه شده برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. ازآنجا که در واحدهای چگالشی از گرمای گازهای خروجی دودکش برای پیش گرم کردن آب سرد ورودی (برگشت از سمت رادیاتورها) استفاده می‌شود؛ دمای گازهای دودکش از حدود 130°C(266°F) به حدود 50°C(122°F) کاهش می‌یابد. نتیجهٔ این افت دما، تقطیر بخار آب موجود در گازهای خروجی است، بنابراین لازم است تا آب حاصل از چگالش به بیرون از دستگاه هدایت شود. باید توجه داشت که چگالیدهٔ خروجی ممکن است حاوی مواد سمی ناشی از احتراق باشد. از این رو نمی‌توان این نوع چگالیده را به صورت آب مقطر، پاک و خالص دانست.

کاهش تلفات گرمایی دودکش نه تنها موجب کاهش مصرف انرژی می‌شود، بلکه علاوه بر آلایندگی کمتر، دی‌اکسید کربن کمتری نیز منتشر می‌کند. واحدهای چگالشی آپارتمانی که به صورت توأمان آب گرم سیستم حرارتی و آب گرم مصرفی را تهیه می‌کنند از نقطه نظر مصرف انرژی انتخاب بهتری نسبت به واحدهای گرمایی یکپارچه معمولی آپارتمانی هستند.

## ۲-۱) تجهیزات مکمل مولدهای گرمایی

در سیستم‌های حرارت مرکزی تعداد کثیری تجهیزات کمکی و مکمل وجود دارند که هریک متناسب با نقش خود در اتلاف گرما سهیم هستند. از این رو توجه به نوع و کیفیت این تجهیزات و مقابله با اتلاف ناشی از کارکرد آنها و نیز بررسی بازیافت گرمای اتلاف شده در آنها دارای اهمیت بسیار زیادی است. وجود چنین تجهیزاتی در سیستم بخار بیشتر و به همان اندازه اتلاف گرما از آنها نیز بیشتر است. از این نظر سیستم‌های ساده‌تر آب گرم نسبت به سیستم‌های بخار برتری دارند. عوامل اتلاف انرژی در این گونه تجهیزات به طور معمول ناشی از نشت، انتقال گرما از بدنه، رسوب گرفتگی، انتخاب نادرست، کیفیت پائین ساخت و فرسودگی ناشی از عدم رسیدگی و تعمیر و نگهداری به موقع است.

**بازیافت گرما در سیستم بخار با منبع بخار آنی.** چنانچه چگالیده تحت فشار خاص در محیطی با فشار پایین‌تر رها شود، بخشی از آن دوباره تبخیر خواهد شد. بخار حاصل از این کنش را بخار آنی یا بخار ریزشی می‌نامند. در این فرایند مقداری گرما آزاد می‌شود که استفاده از آن می‌تواند

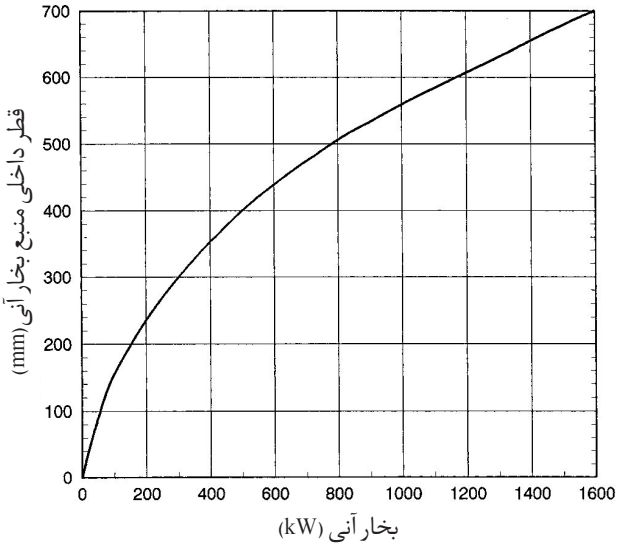
به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه باشد. برای کاربرد مجدد و بازیابی انرژی بخار آنی، مخازن و سیستم خاصی طراحی می‌شود. درصد بخار آنی را می‌توان به طریق زیر محاسبه کرد:

$$FS = \frac{SH - SL}{H_L} \times 100$$

FS: درصد بخار آنی؛
SH: انتالپی آب در فشار بالا قبل از رها شدن؛
SL: انتالپی آب اشباع در فشار پایین بعد از رها شدن؛
HL: گرمای نهان بخار در فشار پایین به هنگام رها شدن چگالیده.

برای بهره‌برداری بهینه از انرژی بخار آنی باید مخزن جمع‌آوری تا حد امکان نزدیک به خط خروجی چگالیدهٔ داغ باشد و، در عین حال، خطوط چگالیده باید به سمت مخزن شیب داشته باشند. به‌کارگیری مسیر کنارگذر به موازات مخزن بخار آنی نیز الزامی است. هر یک از خطوط چگالیده باید مجهز به شیر یک‌طرفه و مخزن مجهز به هواگیر خودکار باشند.

قطر داخلی مخزن مهم‌ترین بُعدِ تعیین‌کنندهٔ حجم کلی مخزن است. از آنجایی که بهتر است این گونه مخازن عمودی باشند، در صورتی که ارتفاع مخزن حداقل بین 600 تا 900 میلی‌متر و سرعت مجازِ بخار 3 متر بر ثانیه در نظر گرفته شود؛ قطر مخزن از طریق نمودار تصویر 1-2 تعیین می‌شود.

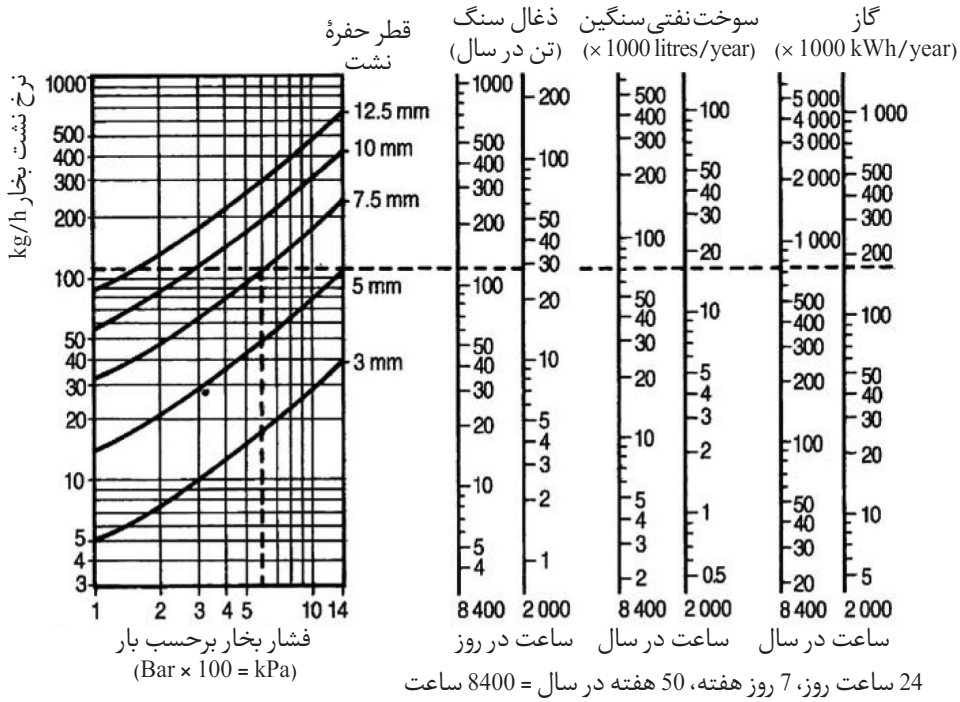



**تصویر 1-2) نمودار تعیین قطر داخلی مخزن بخار آنی**

**جلوگیری از نشت** به ویژه نشت بخار از شبکهٔ لوله‌کشی، تله‌بخارها، شیرها، ایستگاه تقلیل فشار و اتصالات با نظارت مستمر بر این اجزا امکان‌پذیر است. در صورت عدم نشت مقدار قابل توجهی از اتلاف انرژی پرهیز می‌شود.

**مثال:** اگر یک سیستم بخار که با فشار 600 kPa(6 bar) کار می‌کند دارای سوراخی به قطر7.5 میلی‌متر باشد که از طریق آن بخار نشت کند، نمودار تصویر2-2 نشان می‌دهد که مقدار آن110 کیلوگرم در ساعت است. اگر دیگ بخار با سوخت نفتی سنگین کار کند، ستون مدرج نمودار نشان می‌دهد که برای تهیهٔ این مقدار بخار در صورت کار8400 ساعته در سال، 70000 لیتر در سال سوخت مصرف خواهد شد و در صورت کار2000 ساعته در سال، مصرف سوخت برای تولید این مقدار بخار17000 لیتر در سال خواهد بود و در صورت کار5000 ساعته در سال با میانیابی می‌توان دریافت که 42000 لیتر سوخت در سال به مصرف خواهد رسید.

برای استفاده از این نمودار کافی است یک خط عمودی از نقطهٔ 600 kPa رسم کنیم تا منحنی




24 ساعت روز، 7 روز هفته، 50 هفته در سال = 8400 ساعت
8 ساعت در روز، 5 روز در هفته، 50 هفته در سال = 2000 ساعت

**اتلاف بخار از طریق نشت**

**تصویر 2-2) نمودار تعیین اتلاف بخار و سوخت در اثر نشت**

سوراخ نشتی 7.5 mm را قطع کند. سپس با رسم یک خط افقی از نقطهٔ تلاقی فشار و سوراخ نشتی می‌توان هم مقدار نشت بخار بر حسب کیلوگرم بر ساعت را از روی نمودار سمت چپ مشخص کرد و هم بر اساس نوع سوخت، مقدار مصرف سوخت سالیانه برای تولید این مقدار بخار تلف شده را از ستون‌های مدرج سمت راست به دست آورد. خط‌چین‌های نمودار 2-2 نمونه‌ای از کاربرد آن را برای تعیین مقدار بخار نشت شده و سوخت مصرفی نمایش می‌دهد.

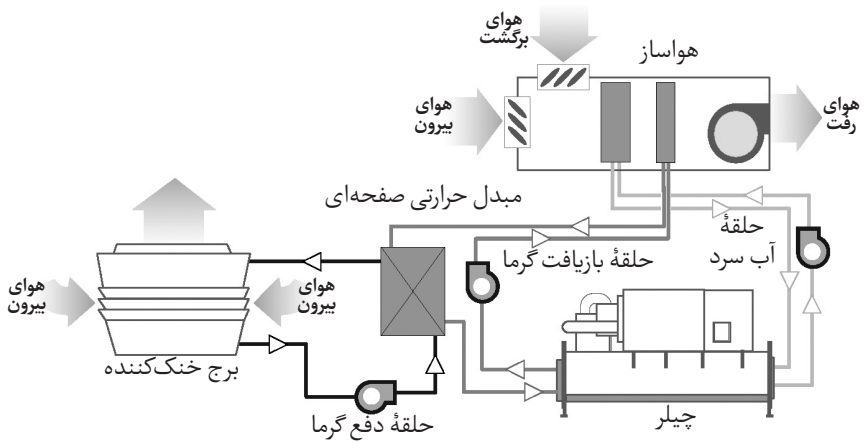
**استفاده از منبع انبساط بسته** به ویژه از نوع دیافراگمی در سیستم‌های هیدرونیکی به دلیل عدم تبخیر آب ، قرار گرفتن در فضای موتورخانه، عدم نیاز به لولهٔ برگشت و کوتاه بودن مسیر لوله‌کشی، برتری قابل توجهی از نظر مصرف انرژی نسبت به منبع انبساط باز دارد.

## ۳-۱) بازیافت گرمای کندانسور

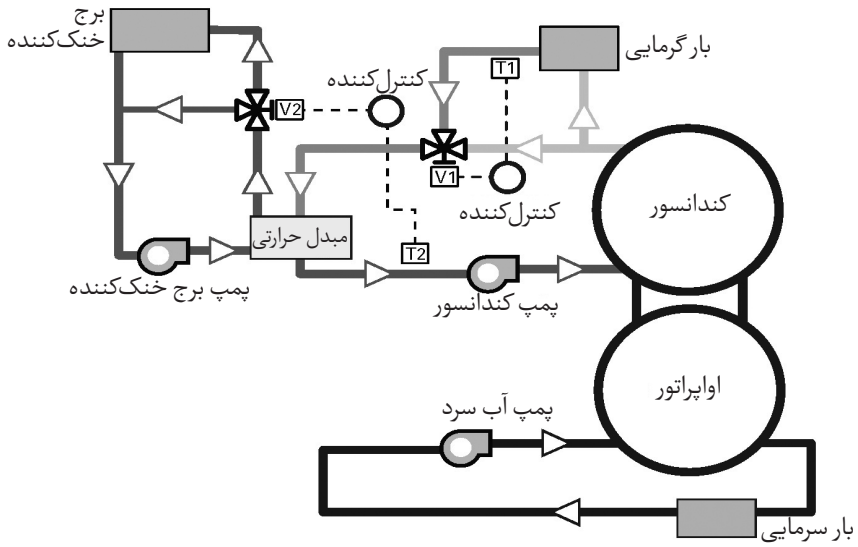
بهره‌گیری از گرمای کندانسور واحدهای خنک‌کننده از جمله راهکارهای بازیافت انرژی است که می‌توان در ساختمان‌های بزرگ تحلیل و بررسی کرد. نباید از گرمای بازیافتی کندانسور انتظار دمایی بیش از 65 درجهٔ سلسیوس ( 150درجهٔ فارنهایت) داشت. بنابراین، در صورت استفاده از این روش، کوئل‌های گرمایی در دمایی بین 38 تا 60 درجهٔ سلسیوس ( 100تا 140 درجهٔ فارنهایت) کار خواهند کرد.

در چرخهٔ بازیافت گرمای کندانسور ممکن است از دو شیوه استفاده شود. در شیوهٔ اول که چرخهٔ تک کندانسوری خوانده می‌شود، آب کندانسور به طور مستقیم یک کوئل گرمایی را تغذیه می‌کند و پس از گذر از یک مبدل حرارتی بار دیگر به کندانسور باز می‌گردد. در واقع در این سیستم، آب کندانسور و کوئل گرمایی یک مدار بسته را تشکیل می‌دهند و در عین حال آب برج خنک‌کننده نیز در سمت دیگر مبدل حرارتی گردش می‌کند. بنابراین آب خروجی از کندانسور بخشی از گرمای خود را در کوئل گرمایی و بخش دیگر را در تماس غیر مستقیم با آب برج خنک‌کننده از دست می‌دهد. این چرخه در تصویر 1-3 به نمایش درآمده است.

در سیستم دو کندانسوری که برخی از چیلرهای گریز از مرکز مجهز به آن هستند و نمونه‌هایی از آن در تصاویر بعدی نمایش داده شده‌اند، در مجاورت کندانسور، از مبدّلی برای بازیافت گرمای کندانسور استفاده می‌شود. در این چیلر، لوله‌های سمت آب برج خنک‌کننده و لوله‌های بازیافت که می‌توانند برای تهیهٔ آب‌گرم استفاده شوند به موازات هم در یک پوسته قرار می‌گیرند و گاز داغ خروجی از کمپرسور با هر دو سمت در تماس است. گرمای دفع‌شده در کندانسور جذب آب مبدّل می‌شود و در این حالت، شیر کنترلْ آب سمت برج را کنارگذر می‌کند.

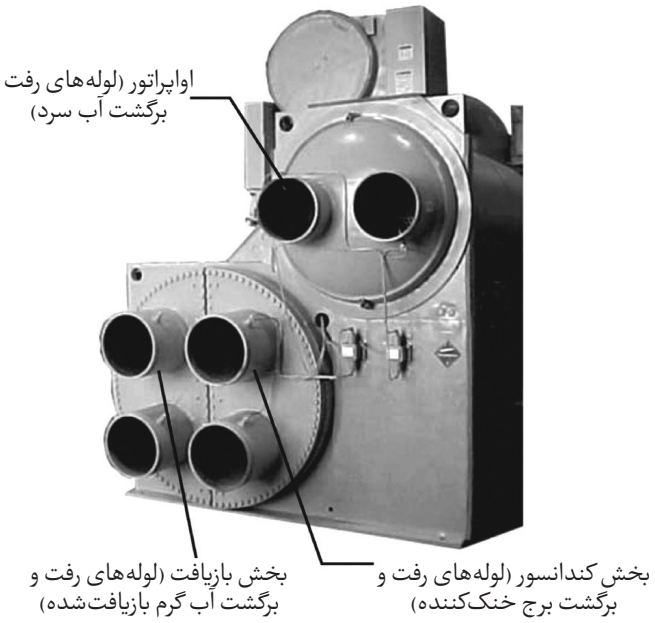



**تصویر 1-3) بازیافت گرمای آب کندانسور در کوئل گرمایی یک هواساز در چرخهٔ تک کندانسوری.**
**در این چرخه آب برج خنک‌کننده و آب کندانسور به کمک یک مبدل حرارتی در تماس غیر مستقیم قرار می‌گیرند و هر یک به طور جداگانه مدار بسته‌ای را تشکیل می‌دهند.**

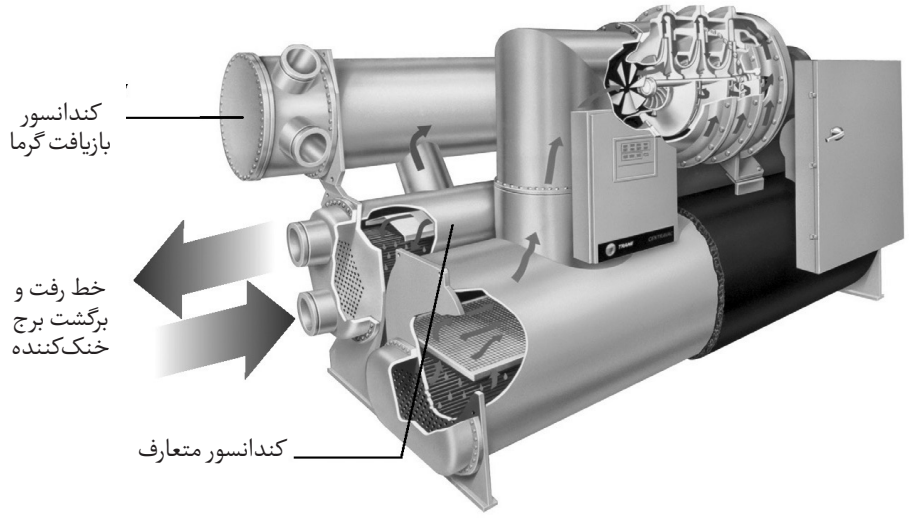



**تصویر 2-3) شیوهٔ کنترل در چرخهٔ تک کندانسوری.**

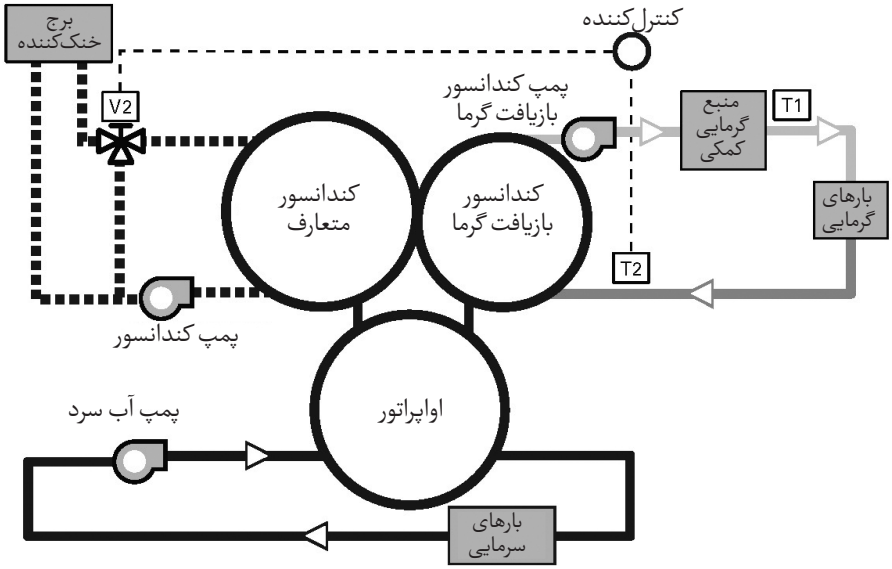
**شیر سه راهی در مدار برج خنک‌کننده (V2) از حسگر دمای آب ورودی به کندانسور (T2) فرمان می‌گیرد. و شیر سه راهی دیگر در مدار آب کندانسور (V1) از طریق حسگر دمای (T1) کنترل می‌شود. به این طریق خنکای لازم آب برای تقطیر مبرد در کندانسور تأمین می‌شود. در این سیستم فن برج خنک‌کننده نیز از طریق حسگر دمای (T2) کنترل می‌شود.**



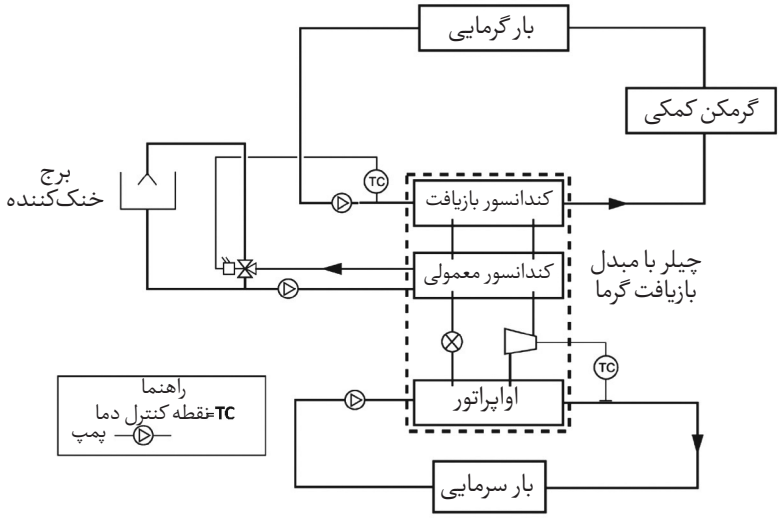

**تصویر 3-3) چیلر تراکمی گریز از مرکز با مبدل بازیافت گرمای کندانسور**



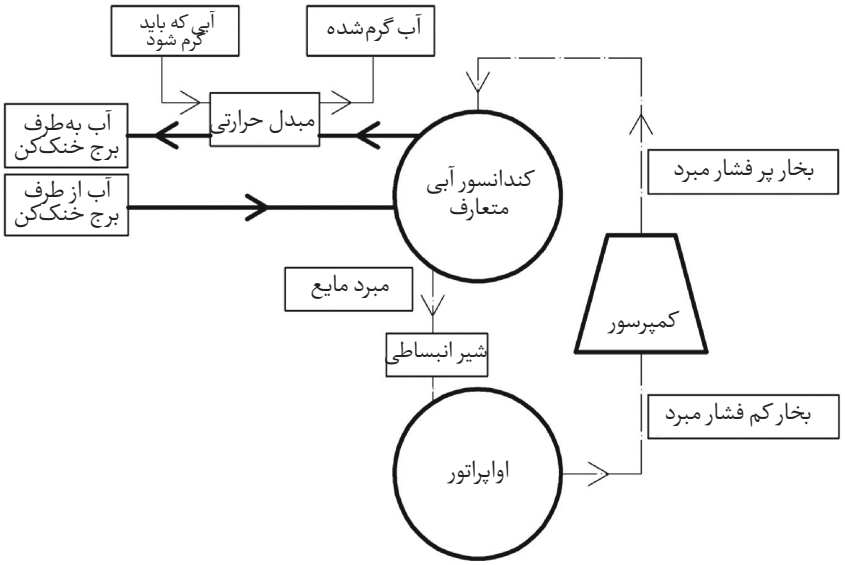

**تصویر 4-3) چیلر تراکمی گریز از مرکز با مبدل بازیافت گرمای کندانسور(سیستم دو کندانسوری با یک کندانسور متعارف و یک کندانسور بازیافت گرما)**




**تصویر 5-3) شیوهٔ کنترل در چرخهٔ دو کندانسوری. در این چرخه تنها یک شیر سه راهی دبی را کنترل می‌کند و حسگر دما در ورودی کندانسور بازیافت گرما قرار می‌گیرد.**




**تصویر 6-3) مسیر جریان چیلر تراکمی با مبدّل بازیافت گرما. در این تصویر دمای آب گرم به طور غیرمستقیم با شیر سه راههٔ دبی آب برج خنک‌کننده کنترل می‌شود.**




**تصویر 7-3) مسیر جریان چیلر تراکمی با مبدل بازیافت گرما با استفاده از مبدّل حرارتی در مسیر آب برج خنک‌کننده**

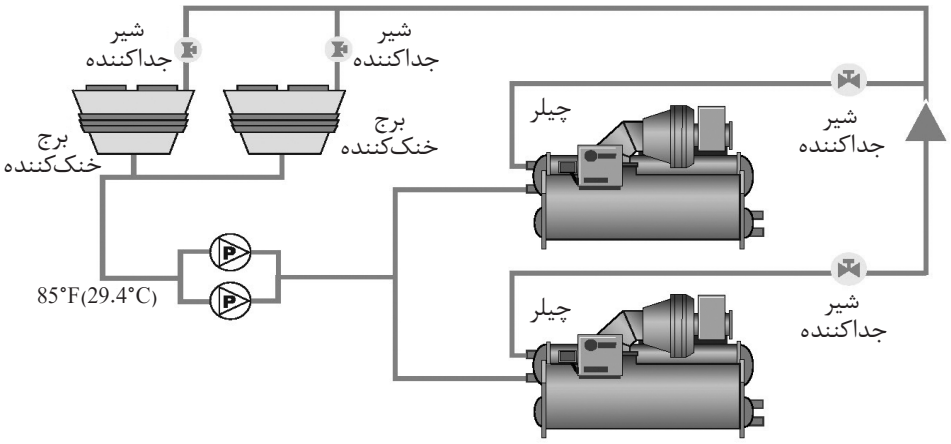
بازیافت گرمای کندانسور زمانی مقرون به صرفه است که همزمان بارهای گرمایی و سرمایی نسبتاً زیادی وجود داشته باشد و از آنجا که برخی از فضاها حتی در فصول بینابینی نیز به سرمایش و رطوبت‌زدایی احتیاج دارند و، در عین حال ممکن است نیاز به آب گرم مصرفی در ساختمان مورد نظر نیز زیاد باشد، بررسی امکان بهره‌گیری از گرمای کندانسور در دستور کار قرار می‌گیرد.

نباید از گرمای بازیافتی کندانسور انتظار دمایی بیش از 65 درجهٔ سلسیوس (150درجهٔ فارنهایت) داشت. بنابراین، در صورت استفاده از این روش، کوئل‌های گرمایی در دمایی بین 38 تا 60 درجهٔ سلسیوس ( 100تا 140 درجهٔ فارنهایت) کار خواهند کرد.

## ۴-۱) برج خنک‌کننده

پیش از پرداختن به نکات صرفه‌جویانهٔ مربوط به برج خنک‌کننده ضروری است اشاره کنم که در تحلیل کارایی برج خنک‌کننده نباید جزیی‌نگر بود و تنها به بازدهی برج بدون ارتباط متقابل آن با سیستم توجه کرد. برج خنک‌کننده در ارتباط با چیلر قرار می‌گیرد و شبکهٔ گردش آب بین برج و چیلر هم بخشی از این سیستم است. از این رو در تحلیل نهایی باید کارایی کلی سیستم مورد توجه قرار گیرد.

راهنمای سبز ASHRAE توصیه کرده است که اختلاف دمای آب ورودی و خروجی برج خنک‌کننده بین 7 تا 10 درجهٔ سلسیوس (12 تا 18 درجهٔ فارنهایت) باشد. دمای زیاد آب




**تصویر 1-4) طرح‌واره‌ای از ارتباط برج خنک‌کننده با چیلر**

ورودی به برج خنک‌کننده قابلیت انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. در عین حال استاندارد (ASHRAE/IES90.1-2010) برای صرفه‌جویی در انرژی مقرر کرده است که الکتروموتور فن‌های برج خنک‌کننده با توان 5.5 کیلووات (7.5اسب) و بالاتر دارای کنترل‌کنندهٔ سرعت باشد. Crowther و Furlong در پژوهش خود نشان دادند که با استفاده از محرک سرعت متغیر (VSD) مناسب می‌توان انرژی مصرفی کل سیستم را بین 2.5 تا 7.8 درصد کاهش داد. آنها پژوهش خود را برای سه شهر شیکاگو، لاس‌وگاس و میامی انجام دادند که نتایج آن در جدول 1-4 آمده است.

با بررسی نتایج آشکار می‌شود که انرژی مصرفی چیلر افزایش یافته، اما از انرژی مصرفی کل سیستم کاسته شده است. اما موضوع مهم دیگر در این تحقیق بهینه ساختن شرایط دمایی و افزایش

**جدول 1-4) نتایج پژوهش Crowther و Furlong**

| | برج با فن سرعت متغیر با نقطهٔ تنظیم 65°F | | | شرایط بهینه برج - چیلر | | | صرفه‌جویی |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| شهر | برج kWh/yr | چیلر kWh/yr | جمع کل kWh/yr | برج kWh/yr | چیلر kWh/yr | جمع کل kWh/yr | ٪ |
| شیکاگو | 18754 | 129679 | 148433 | 5892 | 134968 | 140960 | 5 |
| لاس‌وگاس | 25021 | 226514 | 251535 | 11384 | 233909 | 245293 | 2.5 |
| میامی | 74972 | 440145 | 515117 | 14815 | 460094 | 474909 | 7.8 |

اختلاف دماست. اگر اختلاف دمای رفت و برگشت افزایش یابد توان مصروف برای چیلر نیز افزایش می‌یابد که صرفه‌جویانه نیست. اما در عین حال با افزایش اختلاف دما، دبی لازم کاهش می‌یابد و در پی آن از انرژی مصرفی پمپ‌ها کاسته می‌شود. کاهش دبی تأثیر مستقیمی بر اندازه‌گذاری شبکهٔ لوله‌کشی دارد و هزینه‌های مربوط به آن را به دلیل انتخاب قطر کمتر، مقرون به صرفه‌تر می‌کند و از سوی دیگر با کاهش دبی، فن برج خنک‌کننده نیز می‌تواند با انرژی کمتری کار کند.

نکتهٔ مهم‌تر این که بسیاری ضمن استفاده از کنترل‌کنندهٔ دور موتور فن، دمای تنظیم ثابتی (به عنوان مثال 65°F یا 18.3°C) را برای آب خروجی از برج خنک‌کننده تعیین می‌کنند. بنابراین کنترل‌کننده دور خود تابعی از نقطهٔ تنظیم کنترل‌کنندهٔ دماست و این در حالی است که دور چیلر ثابت است. اما در چیلرهایی مانند چیلر گریز از مرکز می‌توان سرعت آنها را تغییر داد و با تغییر سرعت توأمان برج و چیلر به شرایط بهینه‌ای نزدیک شد.

**جدول 2-4) مقایسهٔ تأثیر افزایش اختلاف دمای رفت و برگشت برج خنک‌کننده برای بار 700 تن تبرید**

| شرایط کار برج خنک‌کننده | اختلاف دمای 9.3°F براساس استاندارد AHRI 500/590 | اختلاف دمای 14°F براساس راهنمای سبز ASHRAE با برج هم‌اندازه و لوله‌هایی با قطر کمتر | اختلاف دمای 14°F براساس راهنمای سبز ASHRAE با برج بزرگتر و لوله‌هایی با قطر کمتر |
|---|---|---|---|
| دبی برج(گالن در دقیقه) | 2100 | 1400 | 1400 |
| قطر لوله برج(اینچ) | 10 | 8 | 8 |
| افت فشار سیستم(فوت) | 30 | 30 | 30 |
| افت فشار کندانسور(فوت) | 24 | 11 | 15.6 |
| فشار ناشی از ارتفاع برج (فوت)* | 12.3 | 12.3 | 19.2 |
| توان چیلر(کیلووات) | 398.9 | 410.7 | 411.9 |
| توان پمپ برج(کیلووات) | 37.6 | 20.2 | 24.5 |
| توان فن برج(کیلووات) | 32.1 | 32.1 | 16 |
| مجموع توان(کیلووات) | 468.6 | 456.7 | 452.4 |

AHRI: Air- Conditioning, Heating and Refrigeration Institute

ASHRAE:Amrican Society ofHeating,Refrigerting and Air- Conditioning Engineers

*در اینجا منظور از «فشار ناشی از ارتفاع برج»، فاصلهٔ عمودی تشتک تحتانی برج تا تشتک فوقانی است(ارتفاع خود برج و نه فاصلهٔ عمودی آن نسبت به چیلر).

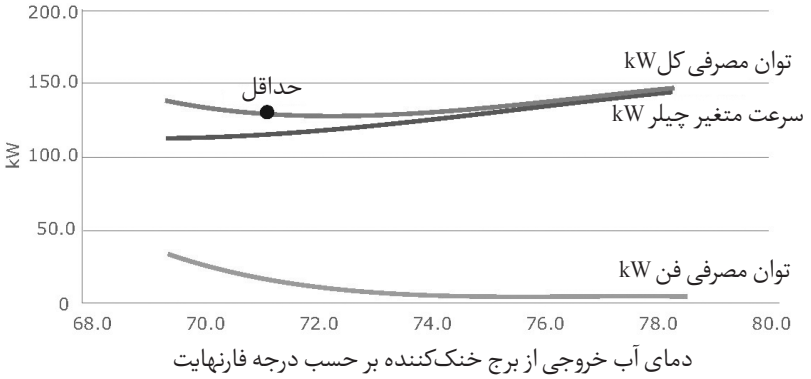



**تصویر 2-4) کنترل برج برای چیلر با سرعت ثابت (CSPD) با بار 40 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت (18.3درجه سلسیوس)**

فارغ از پژوهش Crowther و Furlong می‌توان فرضیهٔ یافتن یک نقطهٔ کنترل را که در آن مجموع انرژی چیلر و برج کاهش می‌یابد را مورد بررسی قرار داد. نمودار2-4 بازده فن برج و چیلر را برای یک نقطه در زمان مشخصی از سال نشان می‌دهد. در شرایطی که سرعت چیلر ثابت (Constant-speed chiller-CSPD) و بار آن 40 درصد و دمای مرطوب هوا 65°F(18.3°C) است.

اگر فن برج با سرعت کامل کار کنند، دمای آب خروجی از برج به 69.5°F(20.8°C) خواهد رسید. تحت این شرایط توان مصرفی چیلر کاهش ولی توان مصرفی برج افزایش می‌یابد و در مجموع توان مصرفی کل نیز بیشتر می‌شود. در نمودار نقطهٔ حداقل توان کل مصرفی یا نقطهٔ بهینهٔ سیستم وقتی به وقوع می‌پیوندد که دمای آب خروجی از برج 75°F(23.8°C) و سرعت فن 60 درصد باشد. در این نقطه توان مصرفی چیلر افزایش یافته ولی مجموع توان مصرفی چیلر و برج 8.7 درصد کاهش می‌یابد.

برخی معتقدند برای چیلرهای دور متغیر مفیدتر آن است که فن برج با سرعت کامل در همهٔ اوقات کار کند، اگرچه سرعت بهینه فن برج برای چیلرهای دور ثابت بیشتر است، اما برای چیلرهای دور متغیر هم لازم است که سرعت فن تغییر کند تا شرایط بهینه برای مصرف انرژی کل مهیا شود. نمودار3-4 نشان می‌دهد که در شرایط مشابه یعنی در دمای مرطوب 65°F(18.3°C) و بار40 درصد، برای چیلر دور متغیر، نقطهٔ مطلوب در دمای آب خروجی 71°F(21.6°C) قرار دارد که تحت این دما سرعت فن 70 درصد است که نشانگر صرفه‌جویی 7.5 درصدی برای توان کل چیلر و برج است. بنابراین اگرچه در چیلر دور متغیر نسبت به چیلر دور ثابت، سرعت فن در شرایط مشابه بیشتر است؛ اما لزوماً برای شرایط بهینه، سرعت فن برج کامل نیست.




**تصویر 3-4) کنترل برج برای چیلر با سرعت متغیر (VSPD) با بار 40 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت (18.3درجه سلسیوس)**

اصولاً برای بهینه‌سازی مصرف انرژی در برج‌های خنک‌کننده دو شیوه متداول است. نخست روشی که در آن تنها به تغییر دور فن برج اکتفا می‌شود که پیش از این مورد بررسی قرار گرفت و سپس روشی مبتنی بر کنترل دور موتور فن برج همراه با کنترل دور موتور پمپ. در واقع در شیوهٔ دوم کنترل بر هر دو سیال هوا و آب به صورت توأمان اعمال می‌شود.

اکنون با دانستن نقطهٔ بهینه برای کنترل سرعت فن برج می‌توانیم تأثیرات اضافه کردن پمپ آب برج را نیز مورد بررسی قرار دهیم. نخست این که روش توأمان تغییر سرعت فن و پمپ دارای محدودیت‌هایی است و اعمال کنترل بر آن چندان ساده نیست. تغییر جریان آب کندانسور تأثیر مستقیمی بر بازده چیلر، برج و پمپ دارد و از طرف دیگر محدودیتی برای حداقل دبی کندانسور وجود دارد که موضوع کنترل توأمان را پیچیده و حساس می‌کند. زیرا حداقل دبی باید به اندازه‌ای باشد تا تشتک فوقانی برج یا افشانک‌ها مطابق توصیهٔ سازندگان قابلیت توزیع مناسب آب را داشته باشند. در عین حال حداقل دبی کندانسور باید در محدوده‌ای باشد تا تبادل حرارت در دامنهٔ قابل قبول سازندهٔ چیلر قرار گیرد و هم‌چنین پمپ بتواند به فشار استاتیک ناشی از ارتفاع برج غلبه کند.

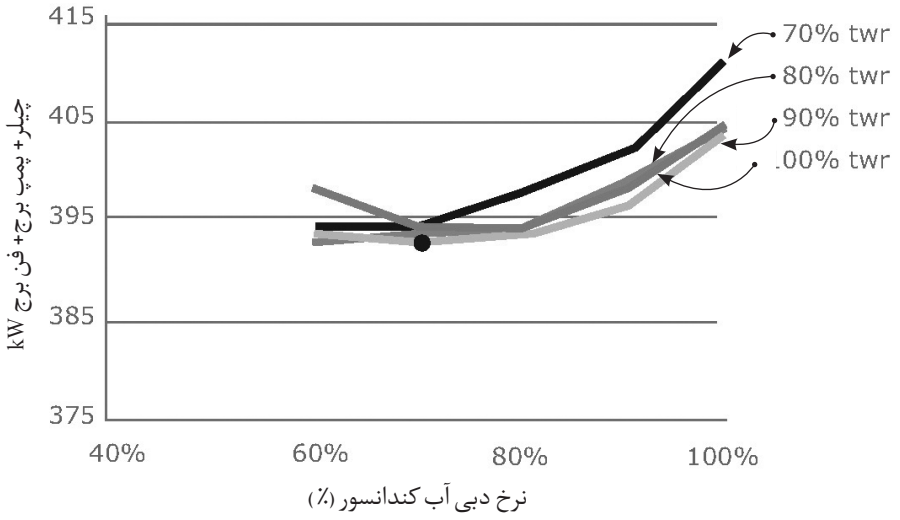
اصولاً توان پمپ برج خنک‌کننده تابعی از دبی و افت فشار است:

$$kW \propto gpm \times \Delta p$$

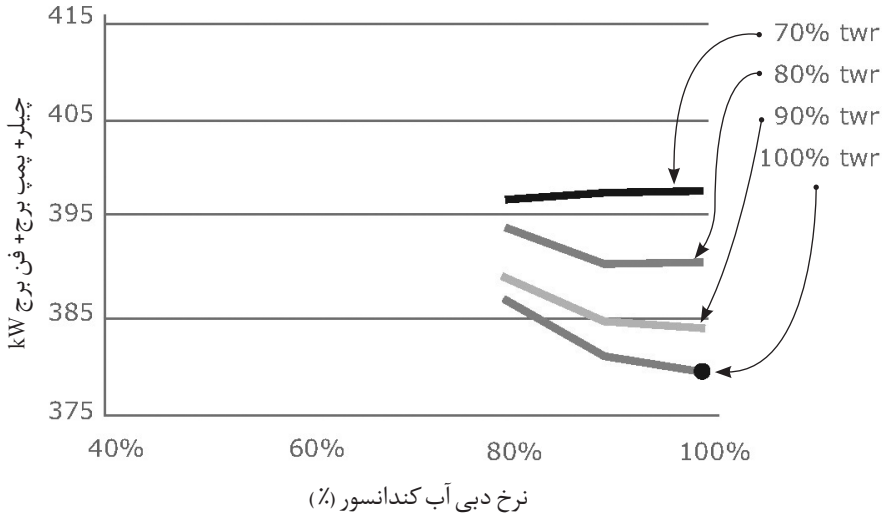
$$\frac{gpm \times \Delta p \times 0.\times 746}{3960 \times PE \times PME \times PDE} = kW$$

در این رابطه PE بازده پمپ، PME بازده الکتروموتور پمپ وPDE بازده کنترل‌کنندهٔ سرعت پمپ است. بنابراین در صورت کاهش دبی و یا افت فشار شبکه(اعم از شبکهٔ لوله‌کشی، کندانسور، کاهش افت ناشی از ارتفاع آبدهی یا افشانک‌ها) از توان مصرفی پمپ نیز کاسته می‌شود. اما راه دیگر استفاده از کنترل‌کنندهٔ دور موتور است.

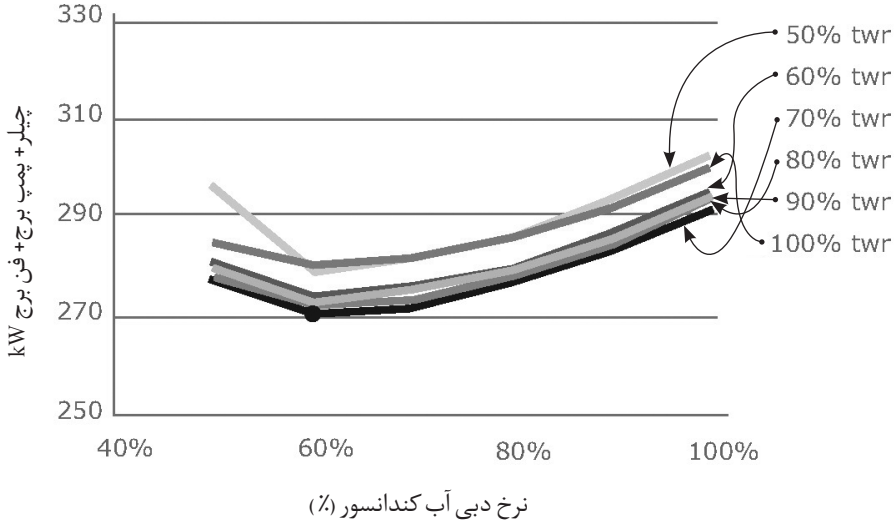
در یک مطالعهٔ موردی براساس مدلسازی انرژی شرایط کنترل توأمان سرعت فن و پمپ برج بررسی شده است. این مطالعه مقایسه‌ای است بین شرایط دو استاندارد AHRI وASHRAE برای بار700 تن تبرید که پیش از این در جدول 2-4 به آن اشاره شده بود. شرایط AHRI در ستون اول جدول براساس دبی 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید و شرایط ASHRAE در ستون سوم براساس دبی 2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید، با یکدیگر مقایسه شده‌اند. 12 نموداری که در پی می‌آیند بیانگر نتایج این مقایسه است که در آنها نقطهٔ سیاه روی منحنی‌ها نشانگر حداقل توان چیلر به علاوهٔ توان پمپ و توان فن برج است.



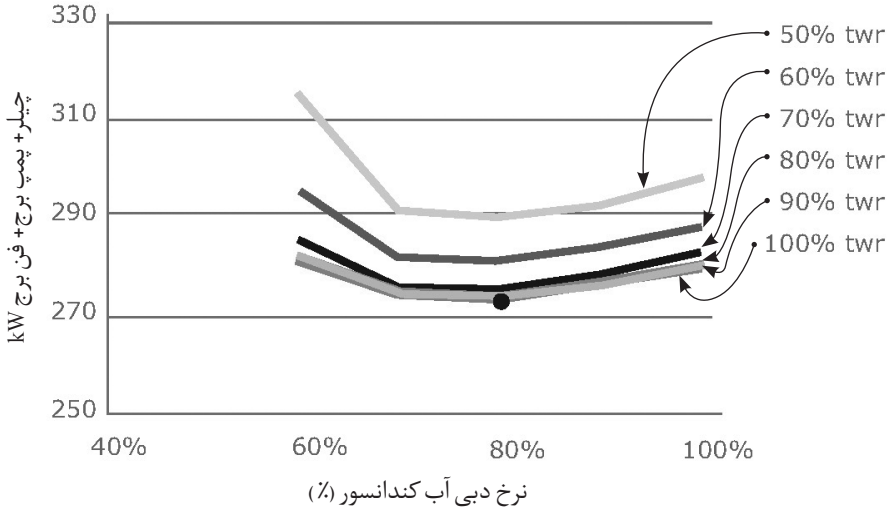

**تصویر 4-4) براساس AHRI با بار 90 درصد و دمای مرطوب 75 درجه فارنهایت (23.8 درجه سلسیوس)**



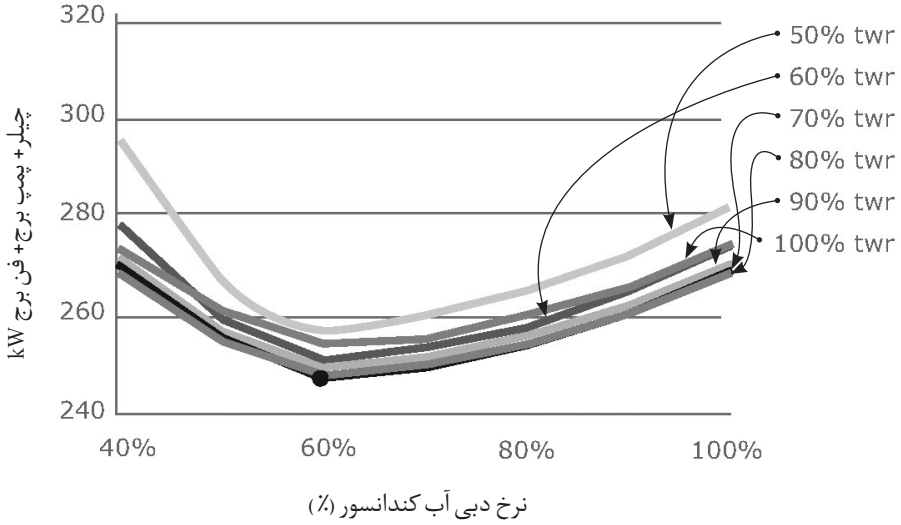

**تصویر 5-4) براساس ASHRAE با بار 90 درصد و دمای مرطوب 75 درجه فارنهایت(23.8 درجه سلسیوس)**



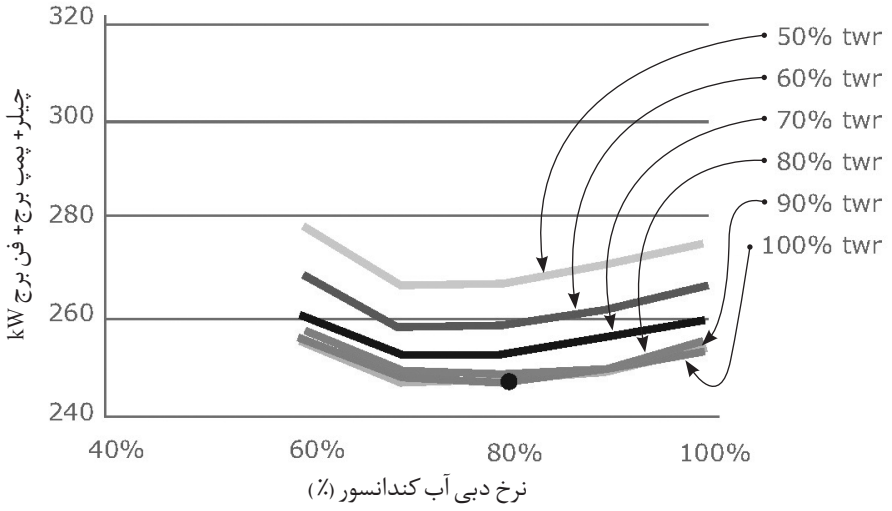

**تصویر 6-4) براساس AHRI با بار 70 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت(18.3 درجه سلسیوس)**



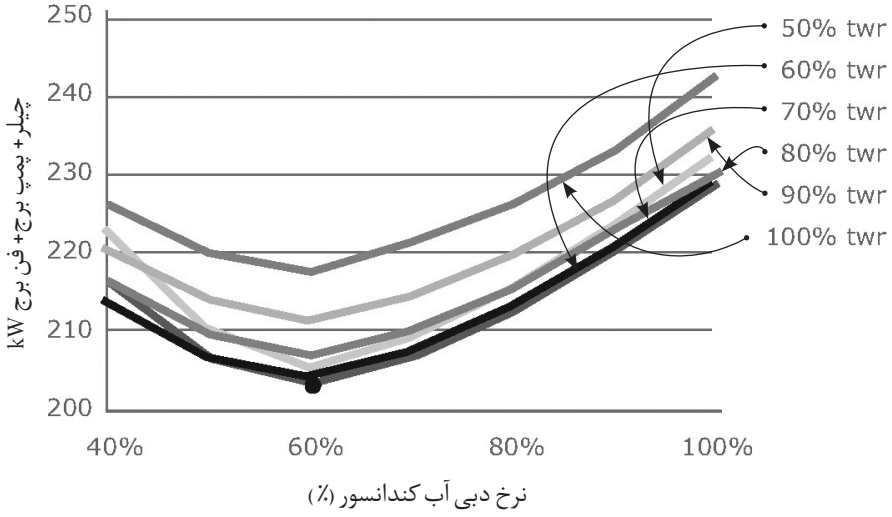

**تصویر 7-4) براساس ASHRAE با بار 70 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت(18.3 درجه سلسیوس)**



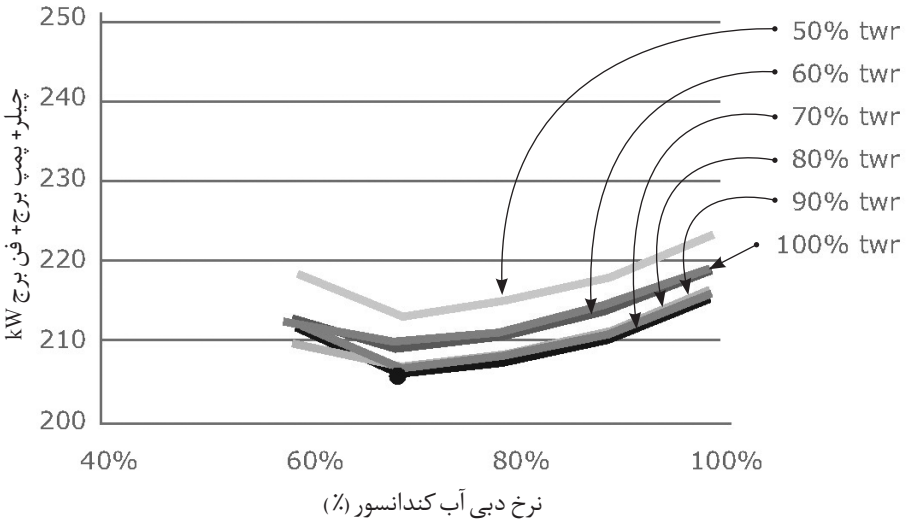

**تصویر 8-4) براساس AHRI با بار 70 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**



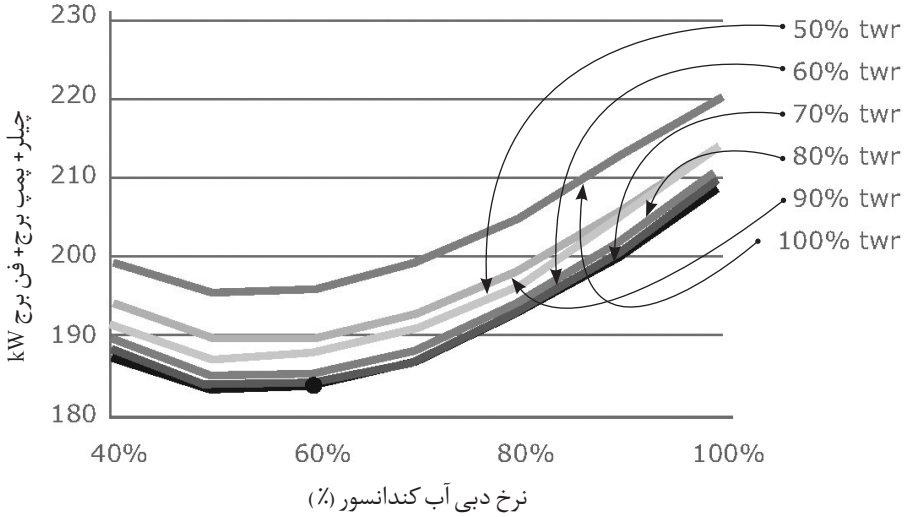

**تصویر 9-4) براساس ASHRAE با بار 70 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**



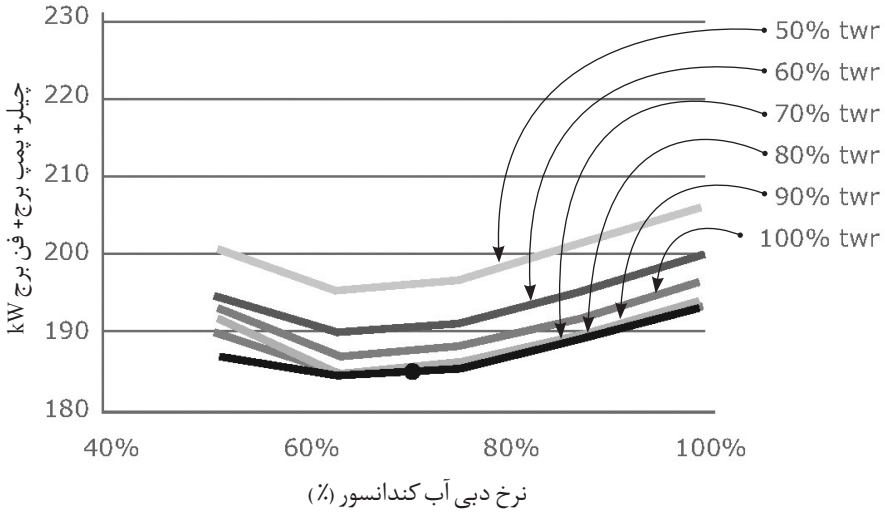

**تصویر 10-4) براساس AHRI با بار 50 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت(18.3 درجه سلسیوس)**



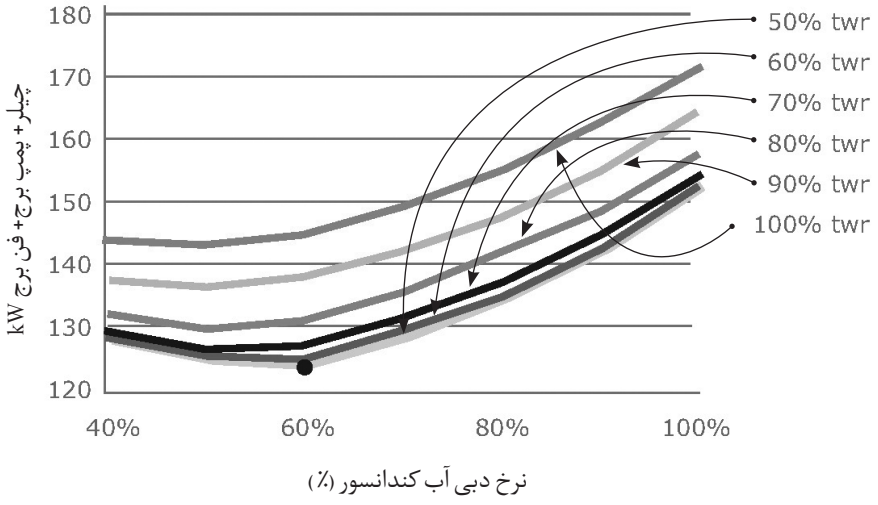

**تصویر 11-4) براساس ASHRAE با بار 50 درصد و دمای مرطوب 65 درجه فارنهایت(18.3 درجه سلسیوس)**



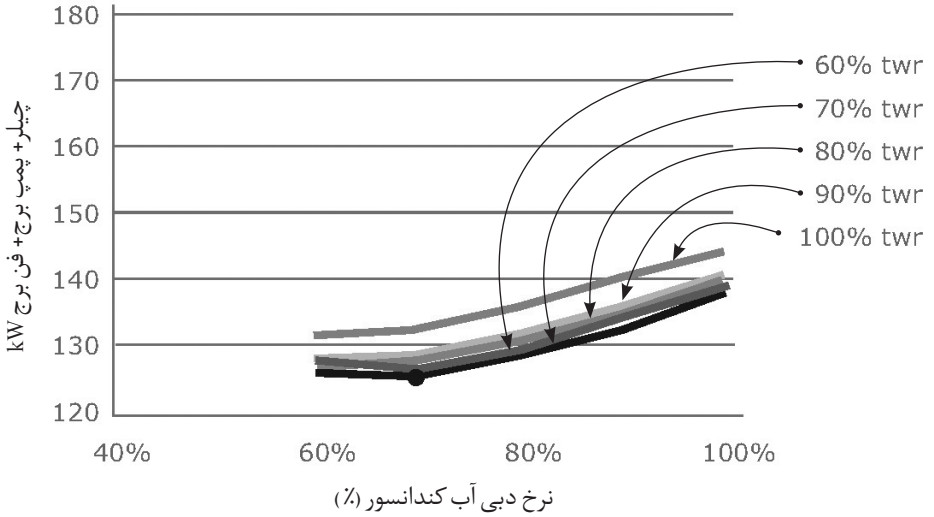

**تصویر 12-4) براساس AHRI با بار 50 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**




**تصویر 12-4) براساس ASHRAE با بار 50 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**




**تصویر 14-4) براساس AHRI با بار 30 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**



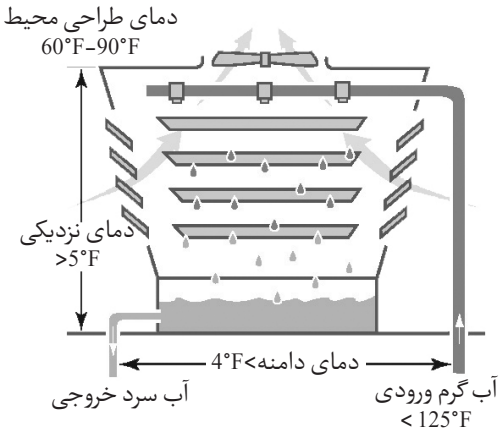

**تصویر 15-4) براساس ASHRAE با بار 30 درصد و دمای مرطوب 55 درجه فارنهایت(12.7 درجه سلسیوس)**

**جدول 3-4) نتایج مقایسهٔ شرایط مختلف در 12 نمودار قبل**

| استاندارد | شرایط: درصد بار و دمای مرطوب برحسب فارنهایت | شماره نمودار | دامنهٔ توان سیستم kW | درصد صرفه‌جویی | دبی کندانسور براساس AHRI: 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید<br>دبی کندانسور براساس ASHRAE: 2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید: کنترل جریان آب | کنترل سرعت فن برج |
|---|---|---|---|---|---|---|
| AHRI | 90%<br>75 | 4-4 | 393-412 | 4.6 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 70% | صرفه‌جویی اندک |
| ASHRAE | | 5-4 | 380-399 | 4.8 | افزایش مصرف انرژی درصورت کاهش جریان | افزایش مصرف انرژی درصورت کاهش سرعت |
| AHRI | 70%<br>65 | 6-4 | 271-303 | 10.6 | صرفه‌جویی قابل قبول با کاهش جریان تا 60% | مقداری صرفه‌جویی با کاهش سرعت تا 70% |
| ASHRAE | | 7-4 | 271-314 | 13.6 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 80% | بدون صرفه‌جویی. در صورت کاهش سرعت فن زیر 70% مصرف انرژی افزایش می‌یابد |

**ادامهٔ جدول 3-4) نتایج مقایسهٔ شرایط مختلف در 12 نمودار قبل**

| استاندارد | شرایط: درصد بار و دمای مرطوب برحسب فارنهایت | شماره نمودار | دامنهٔ توان سیستم kW | درصد صرفه‌جویی | دبی کندانسور براساس AHRI: 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید<br>دبی کندانسور براساس ASHRAE: 2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید: کنترل جریان آب | کنترل سرعت فن برج |
|---|---|---|---|---|---|---|
| AHRI | 70%<br>55 | 8-4 | 246-282 | 12.8 | صرفه‌جویی قابل قبول با کاهش جریان تا 60% | مقداری صرفه‌جویی با کاهش سرعت تا 70% |
| ASHRAE | | 9-4 | 245-278 | 11.8 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 70% | بدون صرفه‌جویی. در صورت کاهش سرعت فن زیر 70% مصرف انرژی افزایش می‌یابد |
| AHRI | 50%<br>65 | 10-4 | 205-243 | 15.6 | صرفه‌جویی قابل توجه با کاهش جریان تا 60% | صرفه‌جویی قابل توجه با کاهش سرعت تا 60% |
| ASHRAE | | 11-4 | 207-224 | 7.6 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 70% | صرفه‌جویی اندک در صورت کاهش سرعت فن زیر 70% مصرف انرژی افزایش می‌یابد |
| AHRI | 50%<br>55 | 12-4 | 185-221 | 16.3 | صرفه‌جویی قابل قبول با کاهش جریان تا 60% | صرفه‌جویی قابل قبول با سرعت تا 70% |
| ASHRAE | | 13-4 | 185-206 | 10.2 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 70% | صرفه‌جویی اندک در صورت کاهش سرعت فن زیر 70% مصرف انرژی افزایش می‌یابد |
| AHRI | 30%<br>55 | 14-4 | 125-172 | 27.3 | صرفه‌جویی قابل توجه | صرفه‌جویی قابل توجه |
| ASHRAE | | 15-4 | 126-144 | 12.5 | مقداری صرفه‌جویی با کاهش جریان تا 70% | مقداری صرفه‌جویی با کاهش سرعت تا 70% |




**تصویر 16-4) نمایش دمای دامنه و دمای نزدیکی در برج خنک‌کننده**

**دو کمیت مهم** در انتخاب برج خنک‌کننده، دمای دامنه (Range) و دمای نزدیکی(Approach) است و همین دو عامل تأثیر بسزایی در عملکرد برج دارند ولی بین این دو، اهمیت دمای دامنه در مقدار مصرف انرژی مهم‌تر است. برای یادآوری اشاره می‌کنم که دمای دامنه(Range) ، اختلاف دما بین آب ورودی و خروجی به برج است و دمای نزدیکی (Approach) به اختلاف دمای آب خنک خروجی از برج با دمای مرطوب هوای محل اتلاق می‌شود. به عنوان مثال اگر دمای آب خروجی برج 29.5°F(85°C) و دمای مرطوب هوا 24°F(78°C) باشد، اپروچ برابر با5.5 درجه سلسیوس یا 7 درجه فارنهایت خواهد بود.

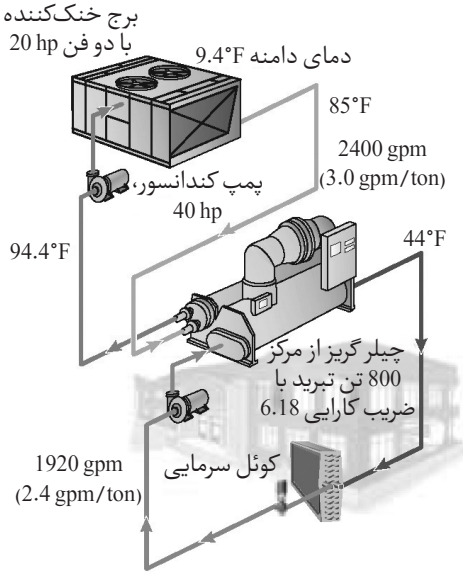
اپروچ یا دمای نزدیکی در واقع مبین اثربخشی فرایند تبادل حرارت نیز هست. در کوئل‌های سرمایی نیز این کمیت به نوعی نشانگر ظرفیت کوئل است. به عنوان مثال در کوئل‌های سرمایی هم می‌توان گفت که اگر دمای هوای خزوجی از کوئل 48°F(9°C) و دمای آب سرد ورودی به کوئل 42°F(5.5°C)است، دمای نزدیکی یا اپروچ برابر با 6°F(3.5°C) است و کوچکتر بودن این کمیت بر مؤثر بودن عملکزد کوئل دلالت می‌کند. به عنوان مثال اگر دمای هوای خروجی از کوئلی با آب ورودی 42°F(5.5°C) برابر با 50 درجه فارنهایت یا 10 درجه سلسیوس باشد، نشان می‌دهد که اپروچ به مقدار8°F(4.5°C) افزایش یافته که این نشانهٔ کاهش تأثیر کوئل است. اما کاهش یا افزایش این کمیت ارتباط مستقیمی با ظرفیت کوئل پیدا می‌کند و ظرفیت کوئل خود تابع مقدار دبی و دمای ورودی و خروجی آب است. چنانچه در نظر داشته باشیم با اختلاف دمای بیشتر دبی را کاهش دهیم بدون این که اپروچ و ظرفیت تغییر کند می‌بایست سطح تبادل حرارت را افزایش

دهیم. این‌گونه است که دمای نزدیکی و دمای دامنه به هم مرتبط شده و بر هم مؤثر واقع می‌شوند. بنابراین هر چه دمای نزدیکی یا اپروچ برج خنک‌کننده کوچکتر باشد، هزینهٔ سرمایه‌گذای اولیه و مصرف انرژی بیشتر می‌شود. این در حالی است که با افزایش اختلاف دمای دامنه (Range) یعنی اختلاف دما بین آب گرم ورودی و آب سرد خروجی، هزینهٔ سرمایه گذاری و مصرف انرژی کاهش می‌یابد؛ اما این افزایش اختلاف دما به شرطی ممکن است که دمای خروجی از کندانسور چیلر گرم‌تر باشد. در این صورت مشکل دیگری پدیدار می‌شود. زیرا در صورت انتخاب چیلری با خروجی آب کندنسور گرم‌تر، مصرف انرژی چیلر نیز افزایش می‌یابد. بنابراین پرسش این خواهد بود که دمای دامنه باید به چه اندازه باشد تا بهترین نتیجه از نظر هزینهٔ سالانهٔ سرمایش و مصرف انرژی به دست آید. شاید بتوان با طرح مثال زیر و بررسی سه گزینهٔ طراحی مبتنی بر رابطه‌ای تعاملی بین ضریب کارایی (COP) چیلر و افزایش بازدهی برج خنک‌کننده پاسخی برای این پرسش یافت. در این مثال ظرفیت سرمایی مورد نیاز برای ساختمانی، 800 تن تبرید در نظر گرفته شده که قرار است یک چیلر گریزازمرکز تأمین‌کنندهٔ آن باشد.

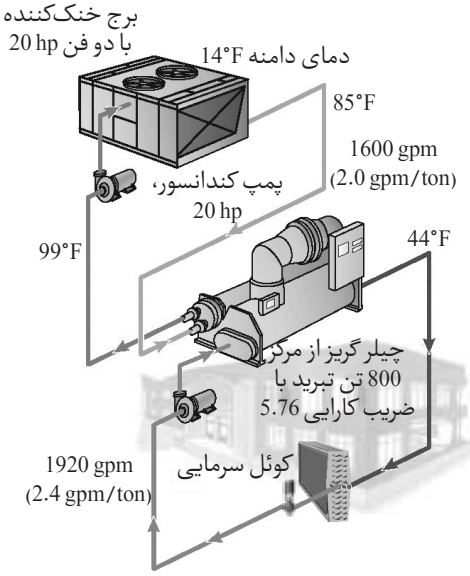
**گزینهٔ اول:** روش پایه که در آن مطابق ASHRAE Standard 90.1 حداکثر افت فشار اواپراتور و کندانسور چیلر تراکمی گریز از مرکز متجاوز از 25 فوت یا 7.6 متر نیست. در چیدمانی که در تصویر 17-4 نیز مشخص است برج خنک‌کننده از نوع جریان متقاطع دارای دو سلول با دو فن 20 اسب یا 15 کیلووات از نوع دور متغیر است. در این گزینه، دمای دامنه 9.4 درجه فارنهایت یا 5.2 درجه سلسیوس و دبی برابر با 2400 گالن در دقیقه(به ازای هر تن تبرید 3 گالن در دقیقه) یا 545 متر مکعب در ساعت در نظر گرفته شده است. توان پمپ برج خنک‌کننده نیز 40 اسب یا تقریباً 30 کیلووات است. با کمک گرفتن از نرم افزار شبیه‌ساز انرژی مصرف انرژی سالیانه به شرح زیر به دست آمده است:

- **چیلر گریز از مرکز:** 259776 کیلووات ساعت
- **برج خنک‌کننده:** 66911 کیلووات ساعت
- **پمپ:** 85769 کیلووات ساعت
- **مجموع مصرف سالیانه:** 412456 کیلووات ساعت

**گزینهٔ دوم:** روش مبتنی بر دمای دامنهٔ وسیع‌تر و برج کوچکتر که در آن دمای دامنه 14 درجه فارنهایت یا 7.7 درجه سلسیوس در نظر گرفته شده و سطح اشغال برج نیز 25 درصد کمتر از گزینهٔ اول است. با افزایش دمای دامنه، دبی از 2400 گالن در دقیقه تا 1600 گالن در دقیقه یا 545 متر مکعب در ساعت 363 متر مکعب در ساعت کاهش یافته است. با تغییر قابل توجهٔ دبی، از توان




**تصویر 17-4) چیدمان چیلر و برج خنک‌کننده برای گزینهٔ اول مثال با مصرف انرژی 412456 کیلووات ساعت در سال**




**تصویر 18-4) چیدمان چیلر و برج خنک‌کننده برای گزینهٔ دوم مثال با مصرف انرژی 377203 کیلووات ساعت در سال مبتنی بر دمای دامنهٔ وسیع‌تر و برج خنک‌کنندهٔ کوچکتر**

ترمزی پمپ نیز کاسته خواهد شد و افت فشار در هریک از بخش‌های سیستم در مقایسهٔ بین دو گزینه به شرح زیر است:

- **افت فشار**کندانسور با دبی 2400 گالن در دقیقه: 26.41 فوت یا 8 متر
- **افت فشار**کندانسور با دبی 1600 گالن در دقیقه: 12.34 فوت یا تقریباً 3.7 متر
- **افت فشار**برج خنک‌کننده با دبی 2400 گالن در دقیقه: 12.23 فوت یا یا تقریباً 3.7 متر
- **افت فشار**برج خنک‌کننده با دبی 1600 گالن در دقیقه: 12.16 فوت یا یا تقریباً 3.7 متر
- **افت فشار**لوله‌کشی حدفاصل کندانسور و برج با دبی 2400 گالن در دقیقه: 11.56 فوت یا یا تقریباً 3.5 متر
- **افت فشار**لوله‌کشی حدفاصل کندانسور و برج با دبی 1600 گالن در دقیقه: 5.32 فوت یا یا تقریباً 1.6 متر

در گزینهٔ دوم دمای آب خروجی چیلر 99 درجه فارنهایت یا 37.2 درجه سلسیوس در نظر گرفته شده تا دمای دامنه به 14 درجه فارنهایت یا 7.7 درجه سلسیوس برسد. چنین افزایشی تأثیر

معنی‌داری بر هزینه‌های نصب و سرمایه‌گذاری اولیه نخواهد گذاشت، اما موجب افزایش مصرف انرژی سالیانهٔ چیلر خواهد شد و مصرف انرژی سالیانهٔ چیلر که در گزینهٔ اول 259776 کیلووات ساعت بود به 278389 کیلووات ساعت افزایش خواهد یافت. اما برای نتیجه‌گیری مصرف انرژی سالیانهٔ کل سیستم، تنها مصرف انرژی چیلر ملاک نیست، بلکه می‌باید به مصارف سالیانهٔ پمپ و برج هم توجه داشت. نرم افزار شبیه‌ساز انرژی نشان می‌دهد که در گزینهٔ دوم مصرف سالیانهٔ برج 64878 کیلووات ساعت و مصرف سالیانهٔ پمپ 33936 کیلووات ساعت خواهد بود که هر دو کمتر از مصارف این دو در گزینهٔ اول هستند. بنابراین مجموع مصرف سالیانهٔ سیستم در گزینهٔ اول همان‌گونه که پیش از این آمد 412456 کیلووات ساعت و در گزینهٔ دوم برابر با377203 کیلووات ساعت است. بنابراین اگرچه در گزینهٔ دوم مصرف انرژی چیلر به دلیل افزایش دمای دامنه افزایش یافته، اما در مجموع مصرف انرژی کل سیستم نسبت به گزینهٔ اول کمتر شده است. نتایج نرم افزار شبیه‌ساز انرژی برای دو گزینهٔ اول و دوم به شرح زیر است:

- **چیلر گریز از مرکز:** 259776 کیلووات ساعت برای گزینهٔ اول و 278389 کیلووات ساعت برای گزینهٔ دوم
- **برج خنک‌کننده:** 66911 کیلووات ساعت برای گزینهٔ اول و 64878 کیلووات ساعت برای گزینهٔ دوم
- **پمپ:** 85769 کیلووات ساعت برای گزینهٔ اول و 33936 کیلووات ساعت برای گزینهٔ دوم

**مجموع مصرف سالیانه:** 412456 کیلووات ساعت برای گزینهٔ اول و 377203 کیلووات ساعت برای گزینهٔ دوم

**گزینهٔ سوم:** روش مبتنی بر دمای دامنهٔ وسیع‌تر و بهینه سازی گزینهٔ دوم که در آن دمای دامنه 14درجه فارنهایت یا 7.7 درجه در نظر گرفته شده است با این تفاوت که سطح اشغال برج بیشتر از گزینهٔ دوم و کمتر از گزینهٔ اول است و در عین حال توان فن‌های برج در مجموع 20 اسب پیش‌بینی شده است. در چنین حالتی با دبی 1600 گالن در دقیقه بین 5 تا 6 درصد از هزینهٔ سرمایه‌گذای اولیه و 51 درصد از مصرف سالیانهٔ برج کاسته خواهد شد. در این گزینه با توجه به افت فشار بیشتر برای کندانسور نسبت به گزینهٔ دوم، مصرف سالیانهٔ انرژی پمپ افزایش می‌یابد، اما در مجموع مصرف انرژی سالیانهٔ کل سیستم از هر دو گزینهٔ اول و دوم کمتر خواهد شد.

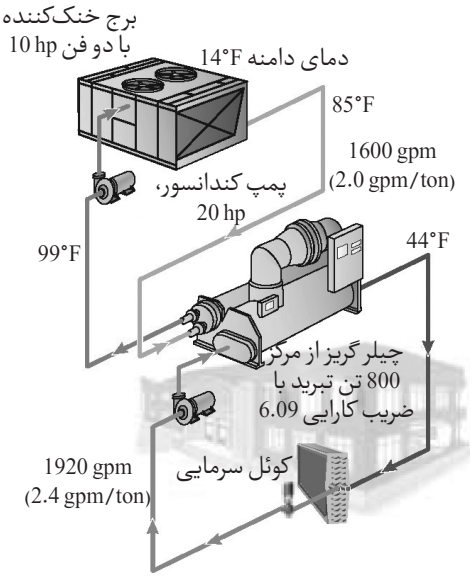
جدولی که در پی می‌آید نشانگر خلاصهٔ کلیهٔ شرایط در هر سه گزینه است که قطع نظر از مهیا کردن امکان مرور گزینه‌ها نشان می‌دهد که چگونه می‌توان با تغییر کمیت و کیفیت هر یک از اجزای یک سیستم شرایط را برای مصرف انرژی بهینه کرد و در عین حال تأکیدی است بر این

نکته که کاهش یا افزایش مصرف انرژی یکی از اجزای سیستم لزوماً به معنای کاهش یا افزایش مصرف انرژی در یک سیستم نیست. بلکه مصرف انرژی را باید در کلیت یک سیستم مورد تجزیه و تحلیل قرار داد و نه در اجزای منتزع از یکدیگر.

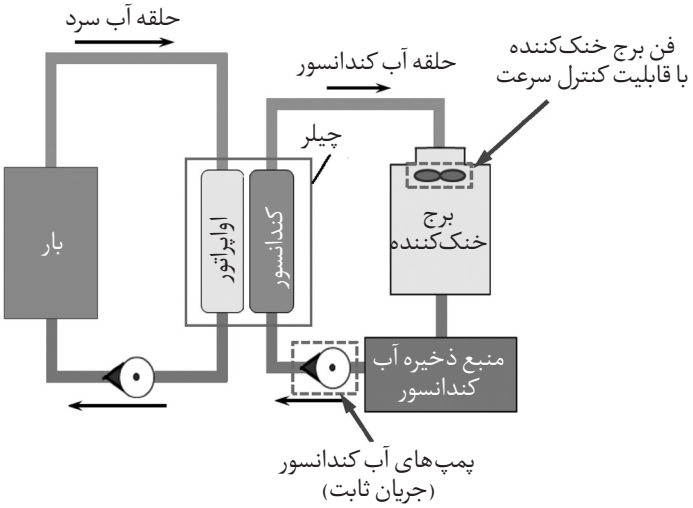
برج خنک‌کننده، فارغ از وظیفهٔ متعارف خود که خنک کردن کندانسور چیلرهاست، برخی اوقات می‌تواند به عنوان مولد سرمایشی، به جای چیلر، آب سرد موردنیاز تجهیزات تبادل حرارت مانند فن‌کوئل‌ها و هواسازها را تأمین کند که چنین شیوه‌ای «سرمایش مستقل» نامیده می‌شود. در این شیوه، آب برج خنک‌کننده، به جای خنک کردن کندانسور چیلر از طریق یک مبدل، آبِ در گردش تجهیزات تبادل حرارت را خنک می‌کند.

**جدول 4-4) خلاصهٔ نتایج انتخاب برج خنک‌کنندهٔ مورد مثال در قالب سه گزینه برای بهینه‌سازی مصرف انرژی**

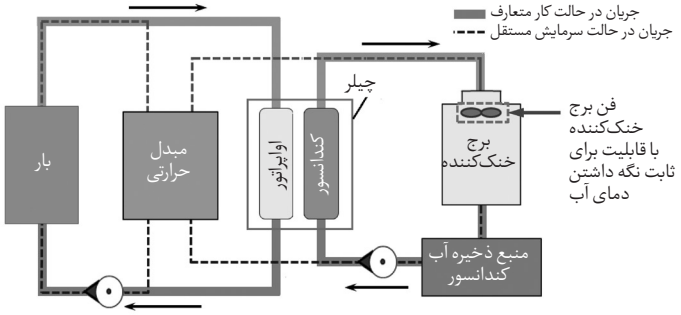
| | گزینهٔ اول | گزینهٔ دوم | گزینهٔ سوم |
|---|---|---|---|
| دمای دامنهٔ برج خنک‌کننده، فارنهایت | 9.4 | 14 | 14 |
| دبی آب کندانسور، گالن در دقیقه | 2400 | 1600 | 1600 |
| سطح اشغال برج خنک‌کننده، فوت | 18.75×22.08 | 17×18.08 | 18.75×22.08 |
| وزن برج خنک‌کننده، پوند | 38050 | 29136 | 37726 |
| تعداد سلول برج خنک‌کننده | 2 | 2 | 2 |
| مجموع توان الکتریکی دو فن برج خنک‌کننده، اسب | 40 | 40 | 20 |
| ارتفاع استاتیک برج خنک‌کننده، فوت | 12.23 | 12.16 | 12.23 |
| افت فشار کندانسور، فوت | 26.41 | 12.34 | 20.63 |
| افت فشار برج خنک‌کننده، فوت | 12.23 | 12.16 | 12.23 |
| افت فشار شبکهٔ لوله‌کشی، فوت | 11.56 | 32.5 | 32.5 |
| توان ترمزی پمپ، اسب | 40.16 | 15.90 | 20.39 |
| ضریب کارایی چیلر (COP) | 18.6 | 76.5 | 09.6 |
| مصرف انرژی سالیانهٔ چیلر، کیلووات ساعت | 259776 | 278389 | 263325 |
| مصرف انرژی سالیانهٔ برج خنک‌کننده، کیلووات ساعت | 66911 | 64878 | 32437 |
| مصرف انرژی سالیانهٔ پمپ، کیلووات ساعت | 85769 | 33936 | 43547 |
| **مجموع مصرف انرژی سالیانهٔ سیستم، کیلووات ساعت** | **412456** | **377203** | **339309** |




**تصویر 19-4) چیدمان چیلر و برج خنک‌کننده برای گزینهٔ سوم مثال با مصرف انرژی 339309 کیلووات ساعت در سال مبتنی بر دمای دامنهٔ وسیع‌تر و برج خنک‌کننده با ابعاد بهینه و فن برج با توان کمتر**




**تصویر 20-4) برج خنک‌کننده در سیستم سرمایش مستقل از نوع مستقیم. در این نوع، آب برج خنک‌کننده بدون عبور از مبدّل حرارتی به طور مستقیم بار سرمایی را جبران می‌کند.**

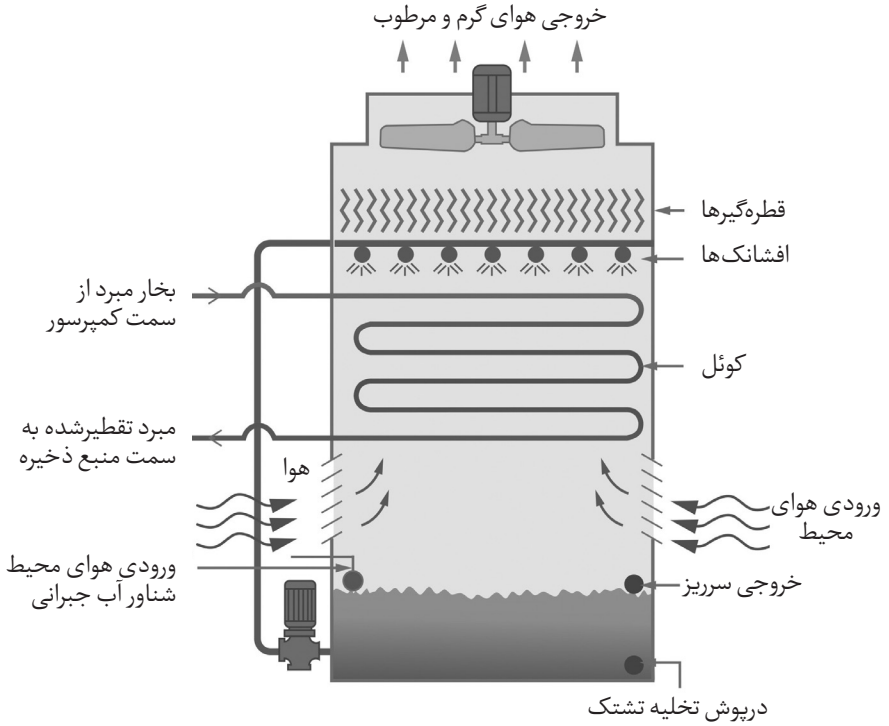



**تصویر 21-4) برج خنک‌کننده در سیستم سرمایش مستقل از نوع غیرمستقیم. در این نوع، آب برج خنک‌کننده از طریق مبدّل حرارتی بار سرمایی را جبران می‌کند. این شیوه برای تغذیهٔ تجهیزات تبادل حرارت متعارف مانند فن‌کوئل‌ها و هواسازها مناسب‌تر است.**

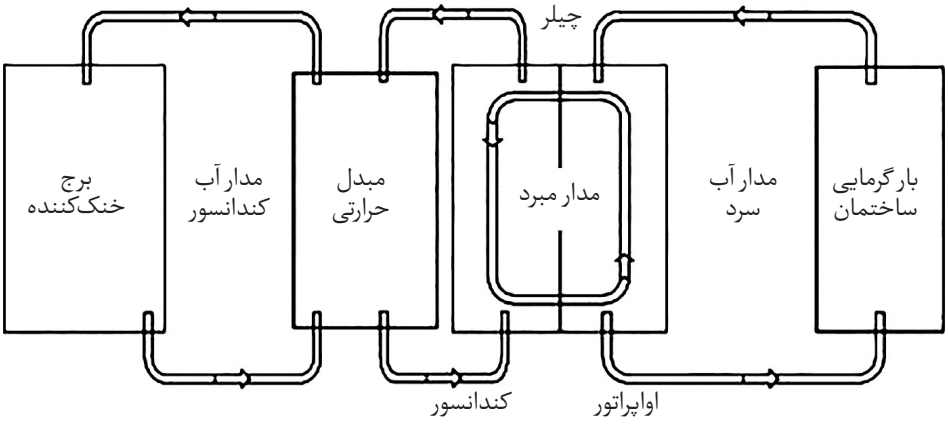
## ۵-۱) استفاده از کندانسور تبخیری یا برج مداربسته

گاهی اوقات، چنانچه توجیه مناسب اقتصادی وجود داشته باشد، می‌توان به جای کندانسور هوایی متعارف یا برج‌های مدار باز، از کندانسور تبخیری استفاده کرد. زیرا عمل تقطیر مبرّد داغ در این کندانسورها تابعی از دمای خشک نیست؛ بلکه متناسب با دمای مرطوب است. از این رو، دما و فشار چگالش کاهش می‌یابد و در مصرف انرژی کمپرسور صرفه‌جویی می‌شود. علاوه بر این در برج مدار بسته به طور قابل توجهی مصرف آب نیز کاهش می‌یابد و ضمناً امکان استفاده از سرمایش مستقل هم تسهیل می‌شود. از دیگر مزایای برج مدار بسته این است که با وجود یک مبدل در مدار برج همانطور که در تصویر 1-5 و 2-5 دیده می‌شود، کندانسور از رسوب‌گذاری مستمر در امان می‌ماند و همین موجب افزایش عمر سیستم می‌شود. به طور کلی به دلیل کاهش رسوب‌گذاری، برج‌های بسته برای تبادل حرارت انرژی کمتری نسبت به برج‌های باز مصرف می‌کنند به ویژه آن که نیاز به سختی‌گیری آب در آنها کمتر و ساده‌تر است. نکتهٔ دیگر آن است که گاهی اوقات تنها بار روشن بودن فن و بدون نیز به کار آبفشان‌ها می‌توان مبرد را تقطیر کرد.

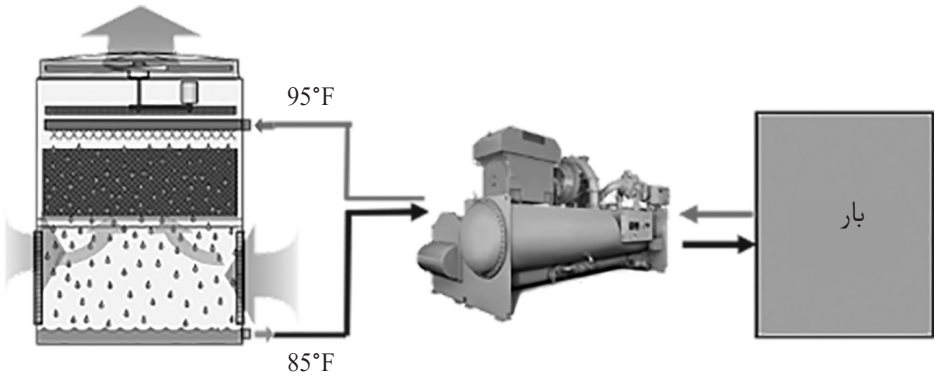
همانگونه که در تصویر مشخص است گاز داغ مبرّد در داخل یک کوئل جریان می‌یابد و، به طور مستمر، بر سطح خارجی کوئل، آب پاشیده می‌شود تا گرمای سیال مبرّد را جذب کند و موجب تقطیر آن شود. بخش قابل توجهی از آب، با اخذ گرما از سیال مبرّد، تبخیر و به وسیلهٔ فن بیرون رانده می‌شود. آب تبخیرنشده بار دیگر به تشتک زیرین ریخته می‌شود، تا ضمن اختلاط با آب جبرانی، بار دیگر به وسیلهٔ پمپ روی لوله‌های کوئل پاشیده شود. در کندانسورهای هوایی متعارف، عمل تقطیر تابعی از دمای خشک هواست، اما در کندانسورهای تبخیری دمای مرطوب تعیین‌کننده است .(دمای مرطوب به‌جز حالت اشباع همواره کمتر از دمای خشک است).



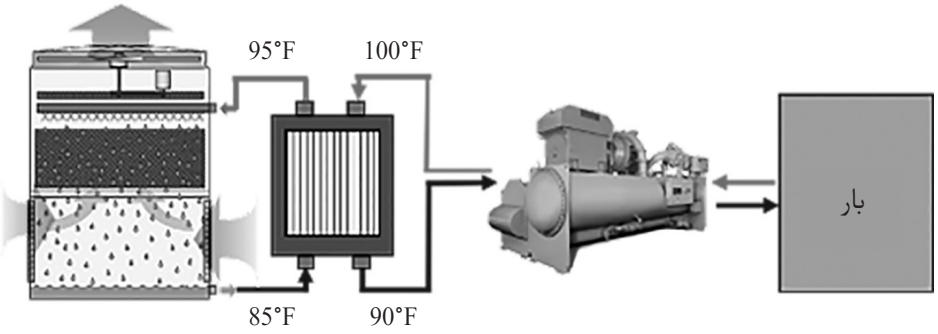

**تصویر 1-5) عملکرد کندانسور تبخیری یا برج مداربسته**




**تصویر 2-5) برج با مبدل حرارتی واسط**




برج خنک‌کننده مدار باز




برج خنک‌کننده با مبدل حرارتی

**تصویر 3-5) مقایسهٔ برج خنک‌کنندهٔ باز و برج خنک‌کننده با مبدل حرارتی واسط**

## ۶-۱) استفاده از شبکه‌های سرمایش ترکیبی

اصولاً یکی از روش‌های بهره‌برداری بهینه از انرژی، و یا کاهش هزینه‌های آن، استفاده از تجهیزات مختلف در شبکه‌های ترکیبی یا هیبریدی است. یکی از انواع شبکه‌های هیبریدی که می‌تواند تأثیر بسزایی در چگونگی بهره‌گیری از انرژی داشته باشد، شبکه‌های هیبریدی مربوط به تجهیزات مولد، از جمله تجهیزات مولد سرمایشی مانند چیلرهای جذبی و تراکمی، است. برعکس، استفاده از تجهیزات نامتجانس در یک شبکه می‌تواند موجب افزایش شدید و غیرضروری مصرف انرژی شود؛ مانند اینکه برای یک فضا از سرمایش تبخیری و تراکمی به صورت توأمان استفاده شود.

چنین ترکیبی نه‌تنها در جهت مصرف بهینهٔ انرژی یا کاهش هزینه‌ها نیست، که خلاف آن است؛ زیرا بخشی از انرژی خنک‌کن تراکمی صرف تقطیر رطوبت حاصل از کارکرد خنک‌کن تبخیری می‌شود.

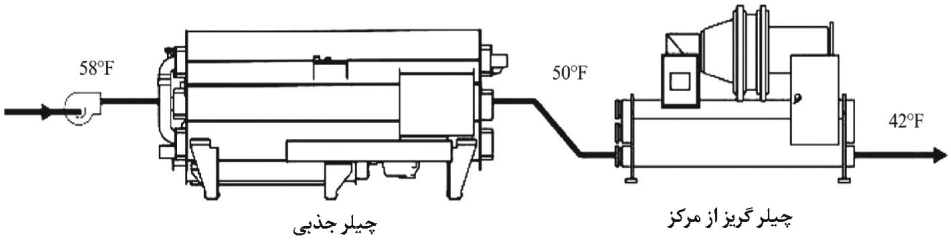
سیستم‌ها یا شبکه‌های سرمایش هیبریدی، ترکیبی از چیلرهای تراکمی و جذبی برای تأمین سرمایش هستند. در شرایطی خاص، استفاده از چنین ترکیبی می‌تواند مفید و در راستای صرفه‌جویی انرژی و کاهش هزینه‌های دورهٔ بهره‌برداری باشد.

در بسیاری مناطق، اختلاف بار سرمایشی در خلال روز و شب بسیار متفاوت و دارای دامنهٔ فراخی است. به عبارت دیگر، دامنهٔ بارهای جزئی می‌تواند نسبت به بار کل بسیار کوچک باشد. در این صورت، استفادهٔ تنها از چیلرهای تراکمی، به دلیل مصرف برق زیاد برای تأمین بار کل، شاید چندان مقرون به صرفه نباشد. از طرفی، استفاده از چیلرهای جذبی پرظرفیت نیز به هنگام جبران بارهای جزئی، به دلیل عدم کنترل دقیق بار و همچنین ضریب کارایی کمتر، چندان مناسب نیست. بنابراین، ترکیبی از چیلر تراکمی برای جبران بارهای جزئی، و چیلر جذبی برای تأمین بار کل، انعطاف‌پذیری بیشتری به سیستم می‌دهد؛ به ویژه اینکه به طور معمول هزینه‌های مصرف برق در شب‌ها (نیمه‌شب به بعد) کمتر است. البته در طراحی سیستم‌های هیبریدی می‌باید به تعرفه‌های مصرف برق و گاز منطقه‌ای که قرار است پروژه در آنجا احداث شود توجه داشت و ارزیابی نسبتاً دقیقی از شرایط کار هریک از چیلرها، با توجه به زمان وقوع بارهای جزئی و هزینه‌های برق یا گاز، انجام داد؛ اگرنه ممکن است استفاده مرکب از چیلرها ضمن برهم زدن یکنواختی، چندان اقتصادی هم نباشد.

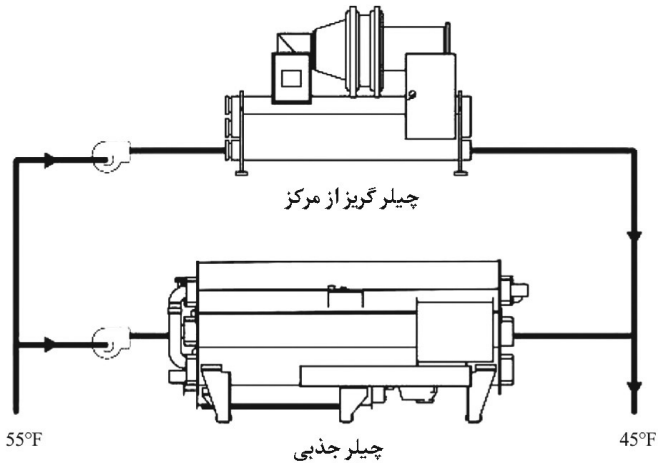
چیلرهای جذبی لیتیمی آب را حداکثر بین 3.9 تا 5.9 درجهٔ سلسیوس (39 تا 42 درجهٔ فارنهایت) خنک می‌کنند، در حالی که چیلرهای تراکمی قادرند دمای آب را تا 1.7 درجهٔ سلسیوس (35درجهٔ فارنهایت) نیز کاهش دهند و حتی، در صورت استفاده از مواد ضدیخ در آب مانند اتیلن‌گلیکول، توانایی تولید یخ را دارند. بنابراین، با استفاده از چیلرهای جذبی و تراکمی، که نسبت به هم به صورت سری قرار گرفته‌اند، می‌توان دمای آب را کاهش داد.

چنانچه موضوع کاهش دمای خروجی مطرح نباشد، می‌توان دو گونه چیلر را به صورت موازی در شبکه قرار داد. در این نوع چیدمان، هر چیلر استقلال دارد و با پمپ جداگانه‌ای تغذیه می‌شود.

در چیدمان سری، معمولاً چیلر جذبی حکم چیلر پیشرو را دارد و بار اصلی به وسیلهٔ آن جبران می‌شود، اما در چیدمان موازی، با توجه به نیاز، می‌توان هریک از چیلرها را به عنوان چیلر پیشرو تعیین کرد. اگرچه در این نوع چیدمان نیز اغلب چیلرهای جذبی عنوان چیلر پیشرو دارند.



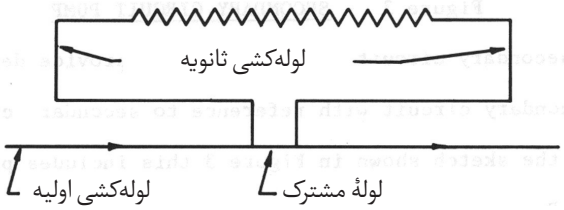

**تصویر 1-6) چیدمان سری چیلر تراکمی و جذبی در سیستم هیبریدی برای کاهش دمای آب رفت**




**تصویر 2-6) چیدمان موازی چیلر تراکمی و جذبی در سیستم هیبریدی برای افزایش انعطاف‌پذیری**

## ۷-۱) توجه به موارد خاص در چیدمان چیلرها

راهکارهای متفاوتی برای چیدمان شبکهٔ آب سرد و چیلرها وجود دارد که هر یک از جهاتی قابل تأمل و بررسی است. در اینجا به سه مورد می‌پردازیم. بررسی هریک از آنها با توضیحاتی همراه شده است تا شیوهٔ ناپخته و مشکل‌ساز از روش اصلاح شده متمایز و نقاط ضعف و چگونگی برطرف کردن آنها از جنبهٔ آموزشی مفید باشد. اما پیش از پرداختن به این موارد ضروری است یادآوری کنم که در چیدمان‌های دو حلقه‌ای یا دو مداره که اولیه - ثانویه خوانده می‌شوند، وجود جریان در لولهٔ کنارگذر یا مشترک اساس کنترل سیستم را تشکیل می‌دهد و به نوعی مشخص‌کنندهٔ دبی کم یا زیاد در دو حلقهٔ اولیه(تولید) و ثانویه(توزیع) است. یک فلومتر در مسیر مشترک می‌تواند مقدار دبی این خط را نشان دهد. چنین حالتی از قانونی ساده پیروی می‌کند که در تصویر 1-7



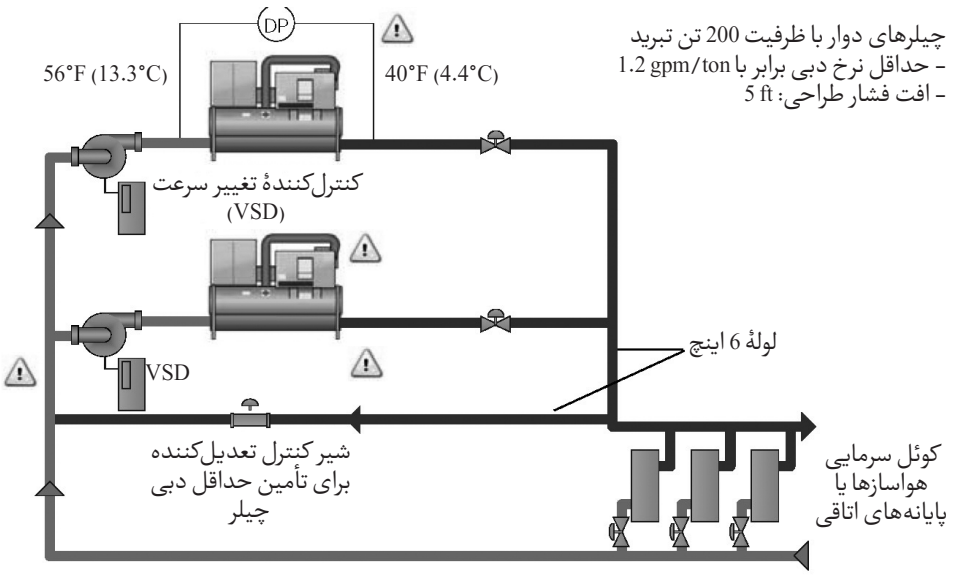

**تصویر 1-7) قانون مدار اولیه - ثانویه. چنانچه لولهٔ مشترک دارای افت فشار کم باشد، آب در مسیر اولیه جریان می‌یابد. بنابراین تأثیر جریان یک مدار بر مدار دیگر وابسته به افت فشار لولهٔ مشترک بین آنهاست. این مشابه جریان الکتریکی است که در مدارهای انشعابی، جریان مسیر کم مقاومت‌تر را انتخاب می‌کند و چنانچه مسیر منشعب دارای مقاومت خیلی بیشتری باشد، اساساً جریان از آن عبور نخواهد کرد.**

به نمایش درآمده است. چنانچه افت فشار در قسمت مشترک بسیار کم باشد، جریان آب، مسیر مستقیم اولیهٔ کم مقاومت را طی خواهد کرد و وارد بخش ثانویه نخواهد شد.

در شرایطی که آبی از لولهٔ کنارگذر یا مشترک عبور نکند، به این معنی است که دبی دو سمت اولیه و ثانویه برابر است. اما اگر آب از سمت برگشت به لولهٔ مشترک یا کنارگذر وارد خط رفت شود، نشانهٔ این است که دبی در سمت ثانویه افزایش یافته و تجهیزات تبادل حرارت، بار بیشتری را باید جبران کنند. در این صورت چنانچه چیلری در اثر اضافه بار از مدار خارج شده بود باید برای جبران بار و افزایش دبی در سمت اولیه به مدار باز گردد و برعکس اگر جریان از خط رفت و از طریق خط کنارگذر وارد مسیر برگشت شود، نشانهٔ این است که دبی در سمت اولیه نسبت به سمت ثانویه افزایش یافته است و این به معنای کاهش بار در سمت ثانویه است. بنابراین برای متعادل شدن ضروری است که با خارج شدن یک چیلر از مدار و یا به طرق دیگر دبی سمت اولیه نیز کاهش یابد. بنابراین کنترل دو حلقه تابعی از مقدار و جهت جریان در لولهٔ کنارگذر است.

اولین مورد که نسبتاً متأخر نیز هست استفاده از جریان اولیهٔ متغیر[1] (VPF) است. اساس این شیوه مطابق پیشنهاد راهنمای سبزASHRAE بر اختلاف دمای زیاد آب سرد نهاده شده است. در این شیوه چیلر منتخب باید دارای اواپراتور با افت فشار کم باشد( 5فوت یا 15 کیلوپاسکال) تا موجب کاهش انرژی پمپ شود. در این روش خط کنارگذر هم‌اندازهٔ خط رفت در نظر گرفته می‌شود و شیر کنترل نصب شده روی خط کنارگذر امکان تأمین حداقل جریان آب سرد را برای مصرف‌کننده‌هایی هم‌چون هواساز میسر می‌سازد و یک حسگر تفاضلی فشار، براساس فشار دو سمت اواپراتور دبی شیر کنارگذر را کنترل می‌کند. این روش که طرح‌واره‌ای از آن در تصویر2-7 به نمایش درآمده دارای برخی مشکلاتی است که با علامتی مشخص شده‌اند.

1- Variable Primary Flow(VPF)




**تصویر 2-7) مورد اول- چیدمان براساس تغییر جریان اولیه که دارای برخی مشکلات اشاره شده در متن است**

یکی از دشواری‌ها در این شیوه مربوط به لزوم استفاده از حسگر کنترل فشار بسیار دقیق است تا در دامنهٔ تنگ به خوبی از عهدهٔ دبی حداقلی برآید. همان طور که اشاره شد، افت فشار اواپراتور 5فوت یا 15 کیلوپاسکال است. برای تأمین جریان حداقلی 1.2 گالن در دقیقه به ازای هر تن یا 0.075 لیتر بر ثانیه به ازای هر کیلووات، افت فشار باید در حدود 3 فوت یا 9 کیلوپاسکال باشد. بنابراین حسگر فشار باید بسیار دقیق باشد تا بتواند مقدار افت فشار بسیار کم بین 3 تا 5 فوت را تشخیص دهد. استفاده از فناوری پیشرفته و دقیق در جریان سنجی اگرچه گران ولی تنها راه برای کنترل دبی در این روش است.

مشکل احتمالی دیگر کمبود حجم آب در مدار است. اصولاً واحدهای کنترلی چیلرها براساس حجم معینی قادر به کنترل دما هستند تا کمپرسورها بی‌جهت کار نکنند. حجم آب در مدار شامل کلیهٔ بخش‌ها اعم از اواپراتور، لوله‌ها و کوئل‌ها می‌شود. و چنانچه واحدهای تبادل حرارت مانند هواسازها و سایر تجهیزات فاصله کمی با بخش مولدها یعنی چیلرها داشته باشند، ممکن است به دلیل کوچکتر شدن شبکه، حجم مدار به مقدار کافی نباشد. از طرف دیگر باید نوع چیلر و مشخصاتی که از سوی سازنده نیز ارائه می‌شود مورد توجه قرار گیرد. در تعیین حجم مدار، زمان دخالت داده می‌شود و در این صورت این زمان معادل 2 دقیقه در نظر گرفته می‌شود. به عنوان مثال اگر دبی 300 گالن در دقیقه باشد، حجم مدار باید 600 گالن یا 2270 لیتر باشد:

$$2\text{min} \times 300\text{gpm} = 600\text{gal}$$

$$2\text{min} \times 60\text{sec per min} \times \frac{18.9\text{L}}{\text{s}} = 2270 \text{ liters}$$

در هر حال برای رفع این مشکل باید گنجایش مدار با افزایش وسعت شبکهٔ لوله‌کشی یا قرار دادن یک منبع در خط برگشت افزایش یابد.

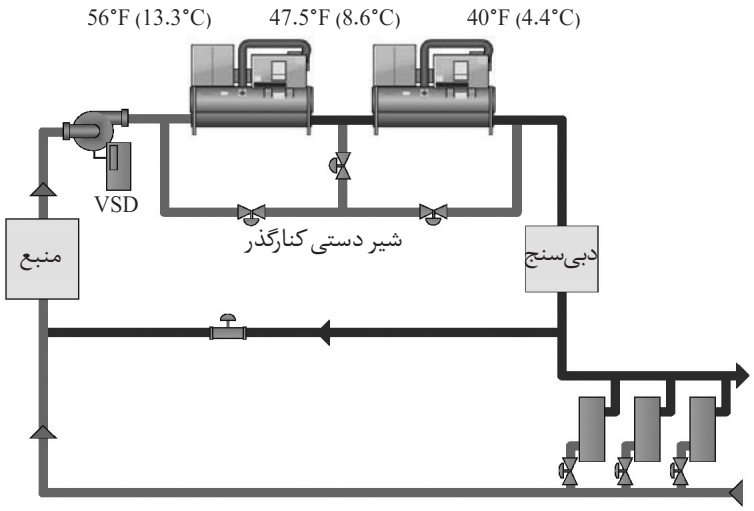
سومین مشکل احتمالی مربوط به اندازهٔ خط کنارگذر و شیر کنترل این خط است. به طور معمول اندازهٔ این خط همسان خطوط اصلی در نظر گرفته می‌شود که در این صورت ممکن است کنترل حداقل دبی چالش برانگیز باشد. زیرا اگر شیر کنترل اندکی باز شود، جریان قابل توجهی بیش از آن‌چه در این روش به آن تکیه شده، عبور خواهد کرد. برای رفع این مشکل باید برای به دست آوردن دبی خط کنارگذر ظرفیت سرمایشی چیلر را در حداقل دبی تعیین شده ضرب و بر اساس دبی به دست آمده، اندازهٔ لوله را مشخص کرد. در این مثال ظرفیت سرمایشی 200 تن تبرید و حداقل دبی تعیین شده 1.2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید است. بنابراین لولهٔ کنارگذر باید براساس دبی 240 گالن در دقیقه انتخاب شود. زیرا:

$$200 \text{ tons} \times 1.2\text{gpm pr ton} = 240 \text{ gpm}(15 \text{ L/s})$$

برای این دبی لوله‌ای به قطر 4 اینچ( 10سانتی‌متر) قابل قبول است.

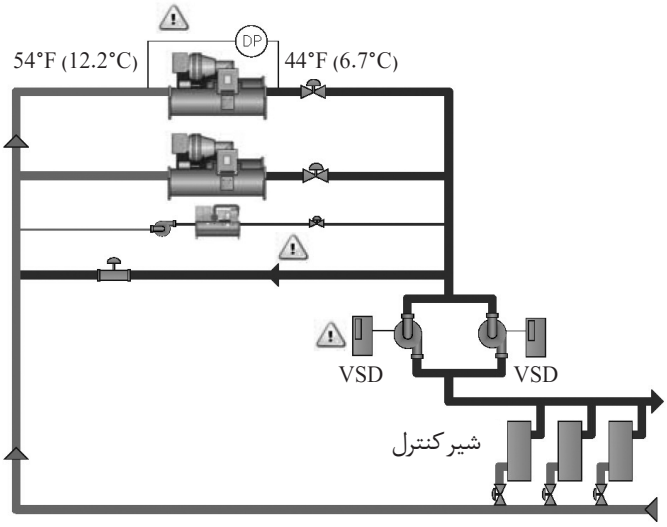
همان‌گونه که پیش از این نیز اشاره شد دامنهٔ کم بین دبی طراحی که در اینجا 1.5 گالن به ازای هر تن تبرید یا 0.094 لیتر بر ثانیه به ازای هر کیلووات است با حداقل دبی تعیین شده یعنی 1.2گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید یا 0.075 لیتر بر ثانیه به ازای هر کیلووات چنان است که امکان کاهش قابل توجه جریان را نمی‌دهد و این عارضه مناسبتی با سیستم جریان متغیر ندارد. از این رو بهتر است که در صورت وجود چنین دامنهٔ تنگی بین جریان تعیین شده طراحی و حداقل جریان چیلرها نه به صورت موازی، بلکه مطابق تصویر 3-7 به صورت سری در مدار قرار گیرند. وقتی چیلرها به صورت سری قرار می‌گیرند، نرخ جریان به ازای هر چیلر به 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید یا 0.19 لیتر بر ثانیه به ازای هر کیلووات می‌رسد که خود دو برابر جریان تعیین شده است. بنابراین امکان افزایش افت فشار اواپراتور به وجود می‌آید. زیرا در این صورت جریان باید از هر دو اواپراتور در پی هم عبور کند. اگرچه این موضوع موجب افزایش انرژی مصرفی پمپ می‌شود؛ اما در عمل به دلیل این که دبی در طول سال کمتر از دبی طراحی خواهد بود، افزایش انرژی مصرفی پمپ چندان قابل توجه نخواهد بود. به ویژه این‌که چیلر بالادستی در دمای بالاتری کار خواهد کرد و همین موجب افزایش بازده و جبران کنندهٔ انرژی مصرفی پمپ می‌شود. علاوه

بر این وقتی چیلرها به صورت موازی لوله‌کشی می‌شوند، به هنگام وارد شدن چیلر دوم به مدار، نرخ تغییر جریان قابل توجه خواهد بود؛ اما در حالت سری تغییر نرخ جریان قابل توجه و ناگهانی نیست و همین امکان کنترل بهتری را در سیستم VPF مهیا می‌کند. در حالت سری اختلاف دمای رفت و برگشت 14 درجه فارنهایت( 7.8 درجه سلسیوس) یا بیشتر است که همخوانی بیشتری با هدف به کارگیری سیستم جریان اولیهٔ متغیر(VPF) دارد.




**تصویر 3-7) مورد اول- چیدمان براساس تغییر جریان اولیه با سری قرار گرفتن چیلرها نسبت به هم برای رفع مشکل دامنهٔ کم بین دبی تعیین شده طراحی و حداقل دبی تعیین شده برای کنترل. با سری قرار گرفتن چیلرها مشکلاتی که در متن به آنها اشاره شد و در تصویر پیش علامت‌گذاری شده بود با نصب جریان‌سنج، افزایش حجم آب سیستم با نصب منبع و اندازه‌گذاری صحیح خط کنارگذر رفع می‌شود.**

**دومین مورد** تبدیل اولیه - ثانویه به جریان اولیهٔ متغیر است که در تصویر4-7 در قالب دو چیلر با ظرفیت 500 تن تبرید نمایش داده شده و موارد اشکال نیز در سه نقطه مشخص است. در این تصویر ضمن نمایش چیدمان اولیه - ثانویه یک چیلر بازیافت گرما با ظرفیت 30 تن و به صورت موازی با دو چیلر اصلی نیز دیده می‌شود. گرمای کندانسور این چیلر به مصرف بارهای گرمایشی می‌رسد. پمپ‌های مدار ثانویه قابلیت غلبه بر افت فشار را دارند و مجهز به محرک دور متغیر هستند. ضمن این که در این روش پمپ‌های اولیه حذف شده‌اند. به جای جریان‌سنج هم از یک حسگر اختلاف فشار استفاده شده است.

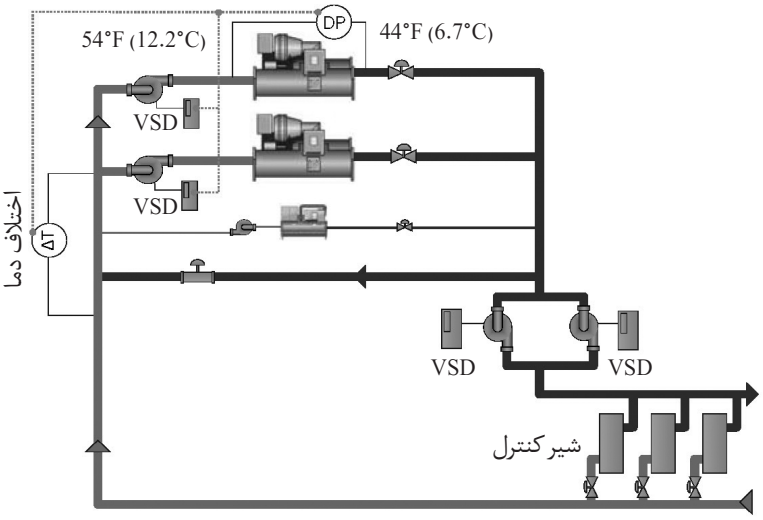



**تصویر 4-7) مورد دوم- تبدیل اولیه - ثانویه به جریان اولیهٔ متغیر که نقاط مشکل‌ساز در آن علامت‌گذاری شده است.**

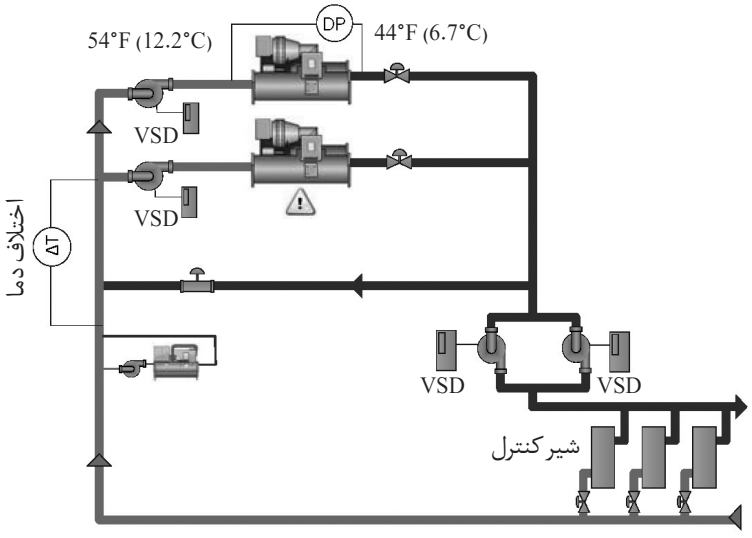
اشکال اول در محل استقرار پمپ‌هاست که مانع از عبور آب از راست به چپ خط کنارگذر خواهد شد. بنابراین امکان نگهداشتن جریان حداقل متناسب با اهداف چیدمان جریان اولیهٔ متغیر وجود ندارد. بنابراین بهتر آن است که فارغ از پمپ‌های ثانویه، پمپ‌هایی در ورودی هر یک از چیلرها(نک به تصویر 5-7) نیز نصب شود تا مدار به صورت جریان متغیر اولیه- جریان متغیر ثانویه(جریان متغیر در چیلرها به عنوان اولیه و نیز جریان متغیر در کوئل تجهیزات تبادل حرارت به عنوان ثانویه) درآید. برای اصلاح مدار باید تغییرات زیر اعمال شود:

- به ازای هر اواپراتور یک حسگر اختلاف فشار در نظر گرفته شود.
- حسگر اختلاف دما در خط برگشت مدار اولیه(چیلرها) به منظور پایش دما نصب شود.
- کنترل دور پمپ‌های اولیه تحت تاثیر دمای برگشت باشد و در عین حال تابعیت خود از اختلاف فشار را نیز حفظ کند. به نحوی که اگر نرخ جریان کمتر از حداقل مقرر بشود دور پمپ افزایش یابد.

اشکال دیگر در محل استقرار چیلر بازیافت گرماست که باید محل آن تغییر کند. زیرا موازی قرار گرفتن یک چیلر با ظرفیت کمتر موجب اختلال در عملکرد آن می‌شود. بنابراین بهتر این است که چیلر بازیافت ارتباطی دو طرفه هم از سمت ورودی هم از سمت خروجی با خط برگشت مرتبط و نقش پیش سردکن برای چیلرهای اصلی را داشته باشد.

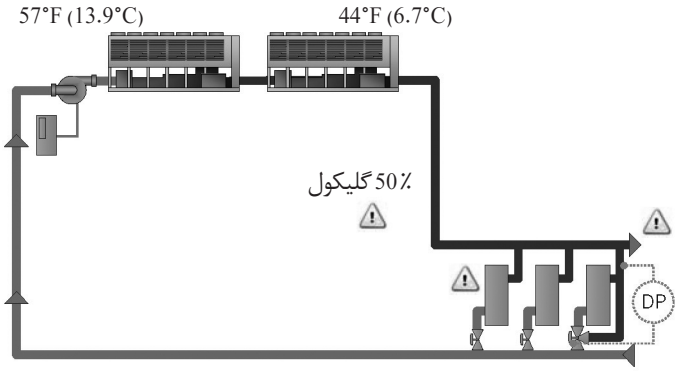



**تصویر 5-7) مورد دوم- طرح‌وارهٔ تقریباً اصلاح شدهٔ تبدیل اولیه - ثانویه به جریان اولیهٔ متغیر**




**تصویر 6-7) قرار گرفتن چیلر بازیافت گرما به صورت جانبی**

**سومین مورد** تبدیل شبکهٔ موازی به شبکهٔ سری با افزایش اختلاف دماست. در این مطالعهٔ موردی به جای دو چیلر با کندانسوری آبی 400 تن تبرید با چیدمان موازی از دو چیلر کندانسور هوایی با چیدمان سری استفاده شده است. در حالت اول اختلاف دمای آب رفت و برگشت10 درجه فارنهایت یا 5.6 درجه سلسیوس است با این تذکر که محلول گلیکول برای ممانعت از یخ زدگی نیز استفاده شده است. این چیدمان در تصویر(7-7) نمایان است.




**تصویر 7-7) تصویر مطالعهٔ موردی سوم که نقاط اشکال بر روی آن مشخص است.**

اولین تصور غلط این است که به ظاهر نمی‌توان اختلاف دمای بیشتری را برای کوئل‌ها در نظر گرفت و حال این که با انتخاب مجدد کوئل هواسازها برای اختلاف دمای بیشتر، جدول 1-7 نشان می‌دهد که با ارتقای اختلاف دما از10 درجه فارنهایت یا 5.6 درجه سلسیوس به 16 درجه فارنهایت (8 درجه سلسیوس) اگر چه ظرفیت سرمایشی تغییری نمی‌کند؛ ولی در حد قابل ملاحظه‌ای منجر به کاهش دبی آب در گردش می‌شود.

**جدول 1-7) نتایج افزایش اختلاف دما در مطالعهٔ موردی سوم**

| | انتخاب اول کوئل هواسازها | انتخاب مجدد کوئل هواسازها |
|---|---|---|
| ظرفیت برحسب مگا بی‌تی‌یو(کیلووات) | 504 (148) | 504 (148) |
| دمای آب ورودی، فارنهایت(سلسیوس) | 44 (6.7) | 41(5) |
| دبی، گالن در دقیقه(لیتر بر ثانیه) | 101 (6.37) | 63(4) |
| دمای آب خروجی، فارنهایت(سلسیوس) | 54 (12.2) | 57 (13.9) |
| اختلاف دما، فارنهایت(سلسیوس) | 10 (5.5) | 16(8) |

در صورت افزایش اختلاف دما باید توجه داشت که ممکن است سطح تبادل کوئل هواسازها برای اختلاف دمای 10 درجه فارنهایت (5.5 درجه سلسیوس) مناسب باشند. در این صورت عملکرد کوئل هواسازها یا فن‌کوئل‌ها تحت اختلاف دمای بالاتر رضایت‌بخش نخواهد بود. چنین موردی در رابطهٔ با شیرهای کنترل نیز صادق است.

همان‌گونه که در تصویر 7-7 مشاهده می‌شود در خط برگشت هواسازها از شیر سه راهه استفاده شده که نتیجهٔ آن افزایش انرژی مصرفی پمپ است؛ اما در مقابل با توجه به کاهش 38 درصدی دبی به دلیل افزایش اختلاف دما و افت فشار کمتر انرژی مصرفی پمپ کاهش می‌یابد و در عین حال استفاده از شیرهای سه راهه با امکان کنارگذر و کنترل حداقل دبی مورد نیاز راهکار ساده و مقرون به صرفه‌ای برای تبدیل یک سیستم جریان ثابت به جریان متغیر است.

چون در این مثال از گلیکول برای ممانعت از یخ‌زدگی سخنی به میان آمد، ضروری است یادآوری شود که افزایش مادهٔ ضدیخ منجر به تغییر ویسکوزیته آب و به تبع آن تغییر در انرژی مصرفی پمپ می‌شود که این مقدار در مقایسه با کاهش انتقال حرارتی که ممکن است در کوئل‌ها به مقدار30 درصد به وجود آورد ناچیز خواهد بود. بنابراین در صورت استفاده از گلیکول باید به حداقل مقداری که متناسب با شرایط می‌تواند از سیستم محافظت کند، اکتفا کرد. برای تعیین درصد حجمی مناسب مادهٔ ضدیخ می‌توان از جدول 2-7 استفاده کرد.

**جدول 2-7) درصد حجمی مادهٔ ضدیخ برای جلوگیری از یخ‌زدگی و ترکیدگی شبکه**

| دما فارنهایت (سلسیوس) | درصد حجمی اتیلن گلیکول | | درصد حجمی پروپیلن گلیکول | |
|---|---|---|---|---|
| | ممانعت از یخ‌زدگی | ممانعت از ترکیدگی | ممانعت از یخ‌زدگی | ممانعت از ترکیدگی |
| 20 (-7) | 16 | 11 | 18 | 12 |
| 10 (-12) | 25 | 17 | 29 | 20 |
| 0 (-18) | 33 | 22 | 36 | 24 |
| -10 (-23) | 39 | 26 | 42 | 28 |
| -20 (-29) | 44 | 30 | 46 | 30 |
| -30 (-34) | 48 | 30 | 50 | 33 |
| -40 (-40) | 52 | 30 | 54 | 35 |
| -50 (-46) | 56 | 30 | 57 | 35 |
| -60 (-51) | 60 | 30 | 60 | 35 |

### ۸-۱) دقت در طراحی شبکهٔ آب سرد

در طراحی شبکهٔ آب سرد موارد متعددی باید مورد توجه قرار گیرد؛ اما در اینجا مهم‌ترین آنها که به گونه‌ای مستقیم‌تر بر مصرف انرژی تأثیرگذار هستند تحت عناوین زیر مورد بررسی قرار گرفته است:

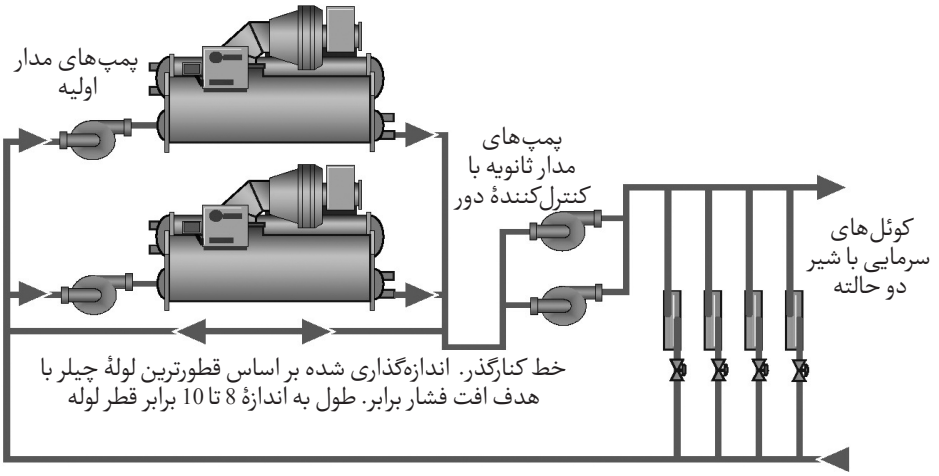
- اندازهٔ خط کنارگذر
- شرایط جریان آب کندانسور
- شرایط جریان آب اواپراتور
- سری و موازی بودن چیلرها
- شیرهای کنترل

**اندازهٔ خط کنارگذر-** توصیه‌های به ظاهر ساده‌ای برای اندازه‌گذاری خط کنارگذر سیستم‌های اولیه - ثانویه و سیستم‌های جریان اولیهٔ متغیر (VPF) وجود دارد که اگر به درستی عملی نشود عواقبی خواهد داشت. در سیستم‌های اولیه - ثانویه قطر لولهٔ کنارگذر باید هم قطر بزرگترین لولهٔ رفت به چیلر و طول آن باید در حدود 8 تا 10 برابر قطر لوله باشد. در سیستم‌های جریان اولیهٔ متغیر خط کنارگذر باید قابلیت عبور دادن بیشترین جریان حداقلی تعیین شده را داشته باشد.

در سیستم اولیه - ثانویه فرض بر این است که دو حلقهٔ اولیه(چیلر) و ثانویه(بار) از هم جدا باشند تا فشار پمپ‌های گردش آب در چیلر و پمپ‌های گردش آب در سیستم تبادل حرارت تأثیر نامطلوبی بر یکدیگر نگذارند. در عین حال وجود یک خط کنارگذر با افت فشار کم اجازه می‌دهد که جریان در هر دو جهت وجود داشته باشد.

از آنجاکه در حلقهٔ ثانویه که می‌توان آن را حلقهٔ توزیع نامید ممکن است نوسانات بار زیاد باشد، جبران تغییرات با جریانی متغیر صورت می‌گیرد و نوسان بار بلافاصله به حلقهٔ اولیه یا حلقهٔ تولید وارد نمی‌شود. از سوی دیگر به طور معمول چیلرها یا به طور کلی تجهیزات مولد براساس اوج بار محاسبه و انتخاب می‌شوند، اگرچه اوج بار لزوماً به معنای گرمترین یا سردترین ساعت و روز سال نباشد؛ اما به ندرت اتفاق می‌افتد که در طول بهره‌برداری فصلی یا سالانه نیاز به تأمین چنان باری به وجود آید. بنابراین دو مداره یا دو حلقه‌ای بودن بخش تولید و توزیع و نیز جریان متغیر در بخش توزیع به خودی خود تأثیر قابل توجهی در کاهش مصرف انرژی دارد. با دقت بیشتر در طراحی و اجرای چنین شیوه‌هایی می‌توان این تأثیرات را قوت بخشید.

جریان حلقهٔ اولیه شامل چیلرها و پمپ‌های اختصاصی‌اشان ثابت است و با افزایش دبی در سمت بار، دبی در خط کنارگذر(از سمت رفت به برگشت) کاهش می‌یابد. در نقطه‌ای که دبی




**تصویر 1-8) سیستم اولیه - ثانویه**

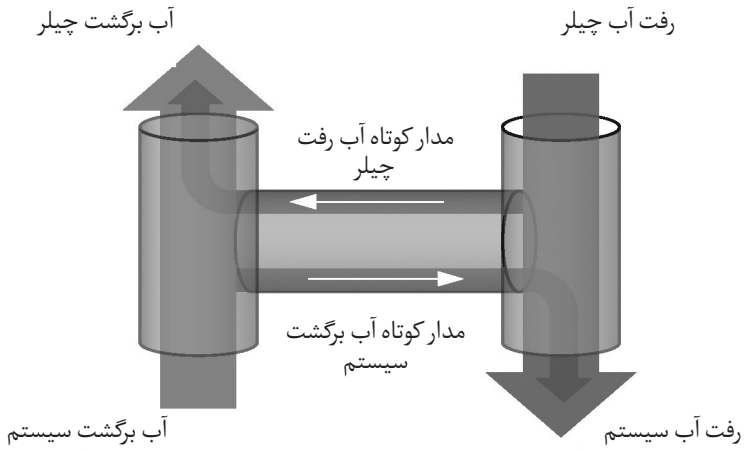
ثانویه(سمت بار) از دبی سمت اولیه(حلقه چیلر) بیشتر می‌شود، کمبود دبی(از برگشت به رفت) در خط کنارگذر اتفاق می‌افتد.

وقتی چیلر و پمپ مدار اولیه خاموش می‌شوند هنوز مقداری جریان اضافی در حدود 10 تا 15درصد در خط کنارگذر باقی می‌ماند. بنابراین خط کنارگذر باید برای دبی 110 تا 115 درصد بیشتر از دبی چیلر بزرگتر اندازه‌گذاری شود تا چیلرها به سرعت و مداوم روشن و خاموش نشوند.

اندازهٔ نادرست خط کنارگذر اختلالاتی را در فشار و سرعت جریان به وجود می‌آورد. اندازه کوچکتر موجب افزایش سرعت سیال و به تبع آن افزایش خوردگی، لرزش و سروصدا خواهد شد. سرعت بالا در قطر کوچک خط کنارگذر موجب افت فشار و محدود شدن دبی می‌شود که ممکن است موجب تأثیرات نامطلوب پمپ‌های اولیه و ثانویه بر یکدیگر شود.

چنانچه قطر لولهٔ کنارگذر بیش از اندازه بزرگ باشد- اگرچه از نظر کاهش افت فشار خوب است، اما موجب اختلال در نرخ جریان تعیین شده می‌شود که این اختلال در تصویر 2-8 نمایش داده شده است. در واقع قطر زیاد خط کنار گذر آن را تبدیل به مخزنی می‌کند که آب رفت و برگشت با دماهای مختلف در آن به هم می‌آمیزند. زیرا افت فشار ناچیز، هم موجب جریان یافتن بخشی از آب سرد چیلر به خط برگشت خواهد شد و هم با توجه به مقاومت کم ممکن است بخشی از آب برگشت به خط رفت راه یابد.

اغلب برای جلوگیری از افت فشار کم، نصب شیر را پیشنهاد می‌کنند که در صورت بزرگ بودن مقطع ممکن است چندان راه ارزانی نباشد. راه دیگر افزایش افت فشار، نصب نازل در خط




**تصویر 2-8) بزرگ بودن بیش از اندازهٔ خط کنارگذر می‌تواند منجر به جریان ناخواسته در هر دو سمت رفت و برگشت شود.**

کنارگذر است. اما بهترین راه برای ممانعت از افت فشار کم محاسبهٔ دقیق خط کنارگذر و حصول اطمینان از کوچکتر بودن قطر کنارگذر از کلکتور و هم اندازه بودن آن با قطر لولهٔ چیلر بزرگتر است. ضمن این که باید طول کنارگذر 8 تا 10 برابر قطر لولهٔ چیلر بزرگتر باشد. چنانچه به هر دلیلی طول کمتر از 8 تا 10 برابر لوله باشد می‌توان از دو زانویی به صورت U استفاده کرد.

**شرایط جریان آب کندانسور**- در ارتباط با دبی کندانسور این پرسش مطرح است که آیا باید برای صرفه‌جویی در انرژی تحت هر شرایطی تغییری در دبی به وجود آوریم. پاسخ بله یا خیر در شیوهٔ طراحی نهفته است. چنانچه سیستم بر اساس 2.5 تا 3.2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید با اختلاف دمای 9.4 تا 12 درجه فارنهایت طراحی شده باشد، پاسخ به این پرسش بله است. اما اگر سیستم براساس 1.8 تا 2.2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید با اختلاف دمای 13.6 تا 16.6 درجه فارنهایت طراحی شده باشد، پاسخ خیر است. زیرا دبی همواره باید بیشتر از حداقل دبی تعیین شده برای کندانسور یا برج باقی بماند تا امکان غلبه بر افت فشار ناشی از ارتفاع برج(از تشتک زیرین تا بخش فوقانی برج) باشد، چنانچه دبی تعیین شده با حداقل دبی نزدیک به هم باشند، ایجاد تغییر در جریان موجب اختلال می‌شود. در این صورت باید نقطهٔ بهینه عملکرد پمپ و فن برج را براساس سرعت و دبی برای تمام اوقات بهره‌برداری تعیین کرد.

در جدول 1-8 شرایط سیستم در چهار وضعیت مختلف مقایسه شده است. مطابق نتایج به دست آمده پمپ‌ها و توان مصرفی آنها به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابند بدون آن که

کیلووات بر تن سالانه تغییر کند و این در حالی است که دبی پمپ‌ها کمتر و در هر دو شرایط (دبی ثابت و دبی متغیر) مقدار صرفه‌جویی 3.8 درصد است. بنابراین با دبی 2 گالن بر دقیقه به ازای هر تن تبرید تفاوت قابل توجهی در دبی ثابت و دبی متغیر کندانسور وجود ندارد و همین کافیست که در صورت طراحی گزینهٔ دبی 2 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید، موضوع تغییر دبی منتفی باشد.

**جدول 1-8) مقایسه دبی ثابت و متغیر در شرایط متفاوت**

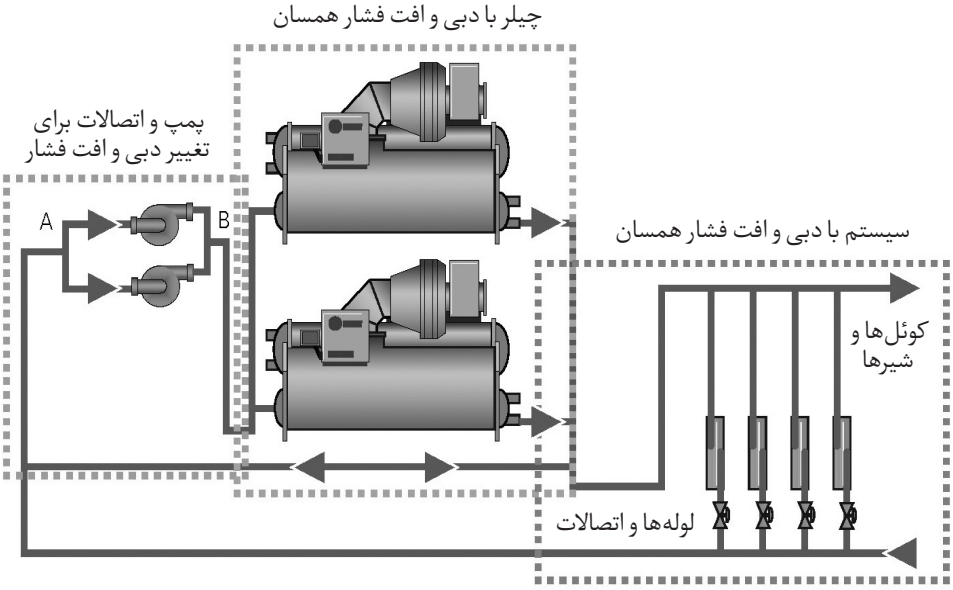
| گزینه | دبی کندانسور (gpm/ton) | نوع جریان | کیلووات بر تن سالانه | درصد صرفه‌جویی |
|---|---|---|---|---|
| روش پایه | 3 | ثابت | 0.5462 | - |
| دبی متغیر کندانسور | 3 | متغیر | 0.5260 | 3.7 |
| دبی کاهش داده شده کندانسور | 2 | ثابت | 0.5255 | 3.8 |
| دبی کاهش داده شده و جریان متغیر | 2 | متغیر | 0.5252 | 3.8 |

**شرایط جریان آب اواپراتور**- تأمین کنندهٔ جریان در اواپراتور پمپ است و یکی از پرسش‌ها این است که آیا دو پمپ با سرعت کمتر صرفه‌جویانه‌تر از کار یک پمپ است؟ پاسخ این پرسش، «شاید اندکی» است و نه آن مقدار که معمولاً تصور می‌شود. معادلهٔ توان پمپ نشان می‌دهد که توان وابسته به دبی و افت فشار است بدون این که تعداد پمپ مطرح باشد:

$$\text{pump kW} = \frac{\text{Flow(gpm)} \times \Delta P(\text{ft. w}) \times 0.746}{3960 \times \text{pump eff.} \times \text{Drive eff.} \times \text{Motor eff.}}$$

به عنوان مثال شرایط تصویر3-8 را در نظر بگیرید. در یک زمان معین، مقدار دبی سیستم یکسان است و مهم نیست که چند پمپ کار می‌کند، زیرا دبی بستگی به نیاز کوئل‌ها دارد. افت فشار در لوله‌ها، اتصالات، شیرها و کوئل‌ها هم یکسان است. هم‌چنین دبی و افت فشار در چیلرها هم یکسان است و تنها تغییر در سیستم این است که آب به دلیل وجود دو پمپ، در دو مسیر جریان دارد، یعنی نقاط A و B .وقتی دبی تحت تأثیر عملکرد پمپ کاهش می‌یابد، از افت فشار هم کاسته می‌شود. اما این کاهش تنها از دوراههٔ A (برگشت) تا دوراههٔ B (رفت) و از مسیر پمپ است.

در مورد بازده موتور و درایو سرعت پمپ‌ها که به صورت مرکب کار می‌کنند برخی شرایط وجود دارد که ممکن است به افزایش بازده پمپ‌ها بیانجامد که باید تحت همان شرایط مورد محاسبه قرار گیرد. بنابراین با توجه به عدم تغییر در دبی و افت فشار بدون مطالعهٔ شرایط خاص نمی‌توان وجود دو پمپ ترکیبی را در کاهش مصرف انرژی چندان مؤثر دانست.

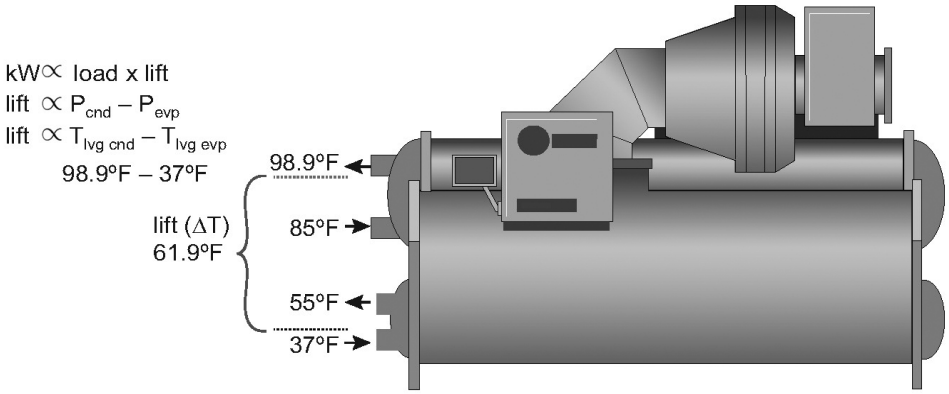



**تصویر 3-8) افت فشار در سیستم جریان اولیهٔ متغیر(در ارتباط با مثال)**

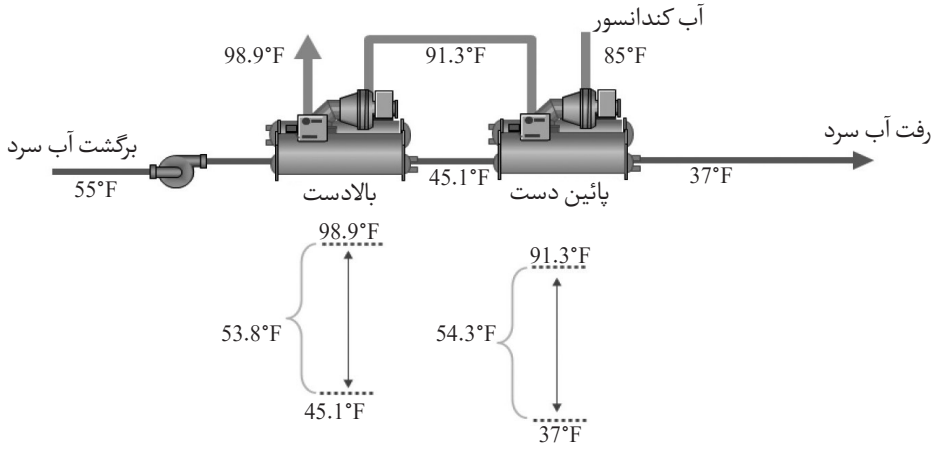
**سری و موازی بودن چیلرها**- در صورت سری قرار گرفتن چیلرها با جریان مخالف تقریباً 13 درصد از مصرف توان آنها نسبت به چیدمان موازی کاسته می‌شود. در برخی موارد این مقدار می‌تواند بیشتر و تا 19 درصد نیز باشد. در هر حال سری شدن اواپراتورها و کندانسورها در شرایطی بهینه است که اختلاف دما، 14 درجه فارنهایت یا بیشتر باشد. توان چیلر نسبتی با بار و ارتقا و تفاوت فشار مبرد در اواپراتور و کندانسور دارد:

$$kW \propto Load \times Lift$$

از آنجاکه مبرد در هر دو محفظهٔ اواپراتور و کندانسور به صورت اشباع است دارای فشار و دمای ویژه‌ای است. بنابراین برای سنجش ارتقا و تفاوت فشار، ساده‌تر آن است که به صورت تقریبی اختلاف دما بین آب خروجی از کندانسور و دمای آب خروجی از اواپراتور ملاک قرار گیرد. بدیهی است که دمای آب خروجی از کندانسور نسبت به آب خروجی از اواپراتور بسیار گرمتر است. بنابراین می‌توان Lift را که در اینجا معادل آن ارتقای دما در نظر گرفته شده است را معطوف به اختلاف دمای آب خروجی از اواپراتور و کندانسور کرد و در معادلهٔ بالا به کار برد. تصویر 4-8 نسبت Lift یا اختلاف دما را برای یک چیلر در حالت موازی نشان می‌دهد.




**تصویر 4-8) اختلاف دما بین ورودی‌ها و خروجی‌های اواپراتور و کندانسور و رابطهٔ Lift (اختلاف دما) با توان و بار در حالتی که چیلر در چیدمان موازی قرار می‌گیرد.**




**تصویر 5-8) اختلاف دما بین ورودی‌ها و خروجی‌های اواپراتور و کندانسور در چیدمان سری با جریان مخالف**

تصویر 5-8 دو چیلر سری جریان مخالف را نمایش می‌دهد. این چیدمان از این رو جریان مخالف خوانده می‌شود که در آن ورودی آب از سمت برج ابتدا وارد کندانسور چیلر دوم می‌شود و آب برگشتی از سمت ساختمان از اواپراتور چیلر اول می‌گذرد و به عبارت دیگر چیلر پائین دست که آب خروجی آن دمای کمتری دارد، دریافت کنندهٔ آب برج با دمای کمتر است. در این وضعیت نیز Lift یا اختلاف دمای آب خروجی از اواپراتور (چیلر دوم) و دمای آب خروجی از کندانسور (چیلر اول) مانند تصویر قبل 61.9 درجه فارنهایت است. اما Lift یا اختلاف دما به ازای

هر چیلر متفاوت است. برای چیلر بالادست این مقدار53.8 و برای چیلر دوم یا پائین دست58.3 درجه فارنهایت است و میانگین سیستم برای هر دو چیلر برابر با 54.05 درجه فارنهایت است. بنابراین اختلاف دمای میانگین در وضعیت سری 7.85 درجه فارنهایت یا 12.7 درصد کمتر از وضعیت موازی است. با توجه به رابطهٔ اختلاف دمای خروجی‌های اواپراتور و کندانسور با توان مصرفی چیلر، واضح است که در حالت سری توان مصرفی چیلر کاهش می‌یابد.

**شیرهای کنترل**- یکی از مهم‌ترین اهرم‌های دلخواه‌سازی شرایط و حفظ اختلاف دما، شیرهای کنترل هستند که در گونهٔ «مستقل از فشار» و «وابسته به فشار» موجودند که استفاده از شیر کنترل مستقل از فشار عملکرد مؤثرتری دارد؛ اما تا حدودی گران‌تر است. پیش از پرداختن به این نوع شیر خوب است نسبت ضریب اطمینان شیر با دبی و افت فشار را مرور کنیم:

$$C_v = Q \times \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}}$$

CV: ضریب اطمینان شیر

Q: دبی برحسب گالن در دقیقه

SG: وزن مخصوص سیال که برای آب برابر با 1 است.

ΔP: افت فشار شیر برحسب پوند بر اینچ مربع

با نوشتن معادلهٔ بالا برحسب دبی:

$$Q = C_v \times \sqrt{\frac{\Delta P}{SG}}$$

در خواهیم یافت که دبی وابسته به اختلاف فشار است. از نظر تئوریک اگر اختلاف فشار دقیق محاسبه شود، شیر عملکرد خوبی خواهد داشت؛ اما در عمل سایر بخش‌های سیستم موجب تغییرات فشار می‌شوند، بنابراین شیر کنترل باید به کمک مکانیزمی با تغییرات فشار مقابله و به نوعی شرایط را تعدیل کند تا جریان مناسب را عبور دهد. حال اگر شیری مستقل از فشار باشد اعمال کنترل بر جریان دقیق‌تر و پایدارتر خواهد بود. ضمن این که نصب شیر کنترل مستقل از فشار آسان‌تر است، زیرا نیازی به شیرهای متعادل‌کنندهٔ جداگانه نیست.

برای شیرهای مستقل از فشار از دو فناوری مکانیکی و الکترونیکی استفاده می‌شود. گونهٔ مکانیکی در واقع ترکیبی از دو شیر در یک شیر است که بخش اول عهده‌دار تنظیم فشار است و بخش دوم نقش تعدیل کننده جریان را دارد. شیر کنترل مکانیکی مستقل از فشار نسبتاً جمع و جور

و بی‌پیرایه است و امکان پاسخ لحظه‌ای به تغییرات فشار سیستم را برای تثبیت بهینهٔ کنترل دارد.

شیرهای الکترونیکی مجهز به یک جریان‌سنج هستند که به صورت سری با کنترل‌کننده قرار می‌گیرد. در این نوع شیر جریان و فشار لحظه‌ای به طور مستمر سنجش و به صورت مداوم ضریب کنترل متناسب با شرایط کالیبره می‌شود.

### ۹-۱) استفاده از سیستم تولید همزمان (CHP)

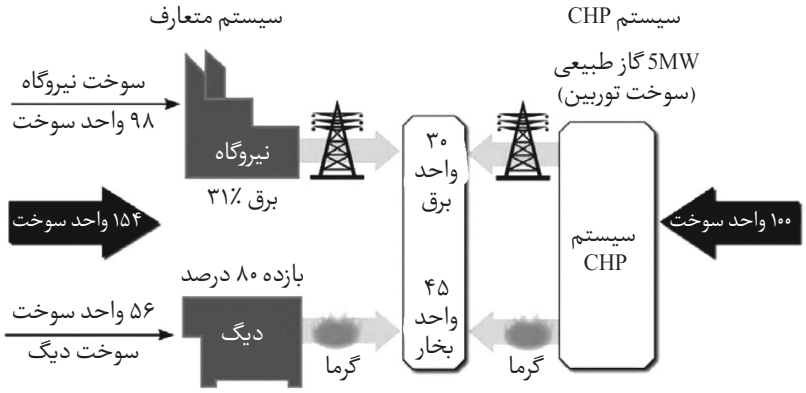
سیستم‌های تولید همزمان یا «ترکیب گرمایش و توان»، که بر اساس حروف اول Combined Heating & Power به اختصار CHP خوانده می‌شوند، امکان تولید دو فرایند تؤامان را دارند. از این رو، چنین سیستم‌هایی «سیستم تولید مرکب» هم نامیده می‌شوند. در عین حال با توجه به تولید گرما می‌توان با استفاده از چیلر جذبی، سرمایش ساختمان را نیز تأمین کرد و در این صورت امکان سه فرایند تؤامان Combined Cooling ,Heating & Power که به اختصار CCHP خوانده می‌شود، نیز فراهم می‌آید. این سیستم را با نام‌های دیگری نیز می‌شناسند؛ مانند:

| | |
|---|---|
| **BCHP** Building Cooling Heating & Power | **Co-Generation** |
| **CHPB** Cooling Heating & Power for Building | **District Heating & Cooling** |

اساس CHP بر بازیافت گرمای ایجادشده در چرخهٔ تولید برق است. توربین‌ها، میکروتوربین‌ها، سلول‌های سوختی و ژنراتورهای گازی و گازوئیل‌سوز، به هنگام تولید برق، مقدار زیادی گرما تولید می‌کنند که می‌توان از آن به عنوان یک منبع انرژی استفاده کرد. بازیابی این گرما نه تنها برای تولید آب گرم، بلکه (در صورت استفاده از چیلرهای جذبی) برای تولید آب سرد نیز کاراست. به عنوان مثال، گرمای اگزوست مولد برق می‌تواند آبی را گرم کند، یا بی‌واسطه در یک چیلر جذبی شعله‌مستقیم استفاده شود، و یا برای احیای خاصیت جذب سیلیکاژل چرخ رطوبت‌گیر لانه‌زنبوری به کار رود.

سیستم CHP نه تنها در بازیافت انرژی عملکرد مؤثری دارد؛ بلکه از نظر زیست‌محیطی نیز کم‌زیان محسوب می‌شود و از انتشار بیهودهٔ گرما و دی‌اکسید کربن ناشی از سوخت‌وساز مولدهای برق جلوگیری می‌کند.

در سیستم متعارف، 98 واحد سوخت باید در نیروگاه بسوزد تا 30 واحد برق تولید شود و این به معنای بازده 31 درصدی نیروگاه حرارتی در تولید برق است. به موازات آن، مصرف 56 واحد سوخت در دیگی با بازده 80 درصد می‌تواند 45 واحد بخار تولید کند. بنابراین، مصرف 154 واحد سوخت در واحد نیروگاهی برای تولید برق، و در دیگ برای تولید بخار، در مجموع به تولید75 واحد برق و بخار منجر می‌شود. بر این اساس، بازده سیستم متعارف 49 درصد خواهد بود. در




**تصویر 1-9) مقایسهٔ بازده در سیستم متعارف تولید برق و گرما (49 درصد) با سیستم CHP (75 درصد). در این تصویر تلفات ناشی از انتقال انرژی برابر در نظر گرفته شده است.**

سیستم CHP مصرف 100 واحد سوخت منجر به تولید 75 واحد برق و بخار می‌شود و این یعنی بازده سیستم CHP برابر با 75 درصد است. بنابراین، به طور کلی، سیستم CHP حدود 26 درصد بازده بیشتری نسبت به سیستم متعارف دارد. نکتهٔ مهم دیگر در به‌کارگیری سیستمCHP ، امکان استفاده از بیوگاز به عنوان سوخت است. در این صورت، با هم‌آمیختگی راهکار استفاده از نوعی انرژی تجدیدپذیر و سیستمی پربازده مانندCHP ، شرایط بهتری از نظر زیست‌محیطی و بهره‌گیری از انرژی و پرهیز از اتلاف فراهم خواهد شد.

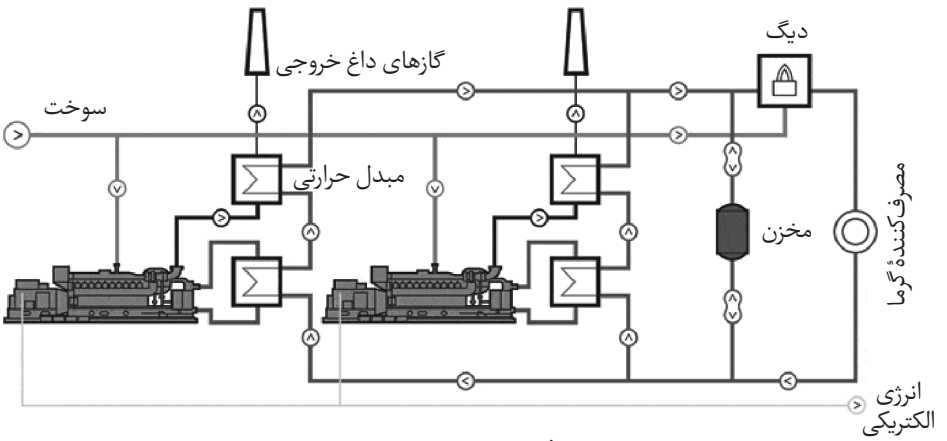
اگرچه با وجود مولد برق می‌توان به کمک سایر تجهیزات لازم مانند مبدّل‌ها سیستم تولید همزمان را برپا داشت؛ اما امروزه این نوع سیستم‌ها را سازندگان در قالب واحدی یکپارچه با توان‌های 5 تا بیش از 5000 کیلووات عرضه می‌کنند که قسمت اصلی آن را مولد برق تشکیل می‌دهد. این مولد ممکن است از نوع موتور احتراقی سیلندر-پیستونی، توربین گاز، میکروتوربین یا سلول سوختی باشد.

سیستم CHP زمانی به کار می‌آید که نیاز به تولید الکتریسیته و گرما باشد. گاهی اوقات نبودِ شبکهٔ برق شهری و یا مقرون به صرفه نبودن استفاده از آن می‌تواند دلیل قانع‌کننده‌ای برای کاربرد CHPباشد. در این صورت، ضمن تولید برق برای مصارف مختلف، مانند تأمین برق چیلرهای تراکمی، امکان تولید انرژی گرمایی با اهداف متفاوت از قبیل تأمین گرمای لازم برای کار چیلر جذبی یا سایر مصارف نیز به وجود می‌آید. به هر حال، برای استفاده ازCHP باید تحلیل درستی از شرایط دسترسی به برق شبکه و هزینه‌های آن و همچنین هزینه‌های مربوط به خرید، تعمیر و نگهداری CHP به عمل آید.

**موتورهای احتراقی** موارد استفادهٔ متعددی دارند و یکی از کاربردهای آنها در ژنراتورهای برق است. در سیستم‌های CHP نیز این نوع مولدها از چند کیلووات تا بیش از 5 مگاوات در دو نوع اتو (Otto engines) و دیزل (Diesel engine) استفاده می‌شوند. موتورهای اتو جرقه‌زن الکتریکی (Spark Ignition – SI) دارند، اما در موتورهای دیزلی، متراکم شدن سوخت و هوا در سیلندر (Compression Ignition – CI) موجب انفجار و راندن پیستون می‌شود. موتورهای اتو با سوخت‌های سبک و گاز طبیعی هم کار می‌کنند، اما سوخت موتورهای دیزل از نوع سنگین مانند گازوئیل است. برخی موتورها هم دوسوخته هستند.

گرمای خروجی (اگزوست) موتور احتراقی می‌تواند ضمن تولید بخار، با عبور از مبدّل حرارتی، آب گرم نیز تولید کند. در عین حال، وجود یک مبدّل حرارتی در مسیر آب خنک‌کنندهٔ موتور می‌تواند گرمای موتور را به آب عبوری انتقال دهد. در این صورت، آب در گردش می‌تواند موتور را خنک و آب عبوری را گرم کند. به طور معمول، رادیاتور آبِ موتورهای احتراقی نقش خنک‌کنندهٔ موتور را به عهده دارد.

**توربین گاز** براساس سیکل برایتون (Brayton Cycle) و برمبنای احتراق مخلوط هوای فشردهٔ پرفشار و سوخت کار می‌کند. در این نوع مولدها، گازهای حاصل از احتراق، به کمک فشار هوای فشردهٔ ورودی، موجب گردش توربین می‌شوند. گاز داغ و پرفشار پس از خروج از توربین به یک واحد بازیافت گرما فرستاده می‌شود و بخار یا آب گرم تولید می‌کند. دمای گاز خروجی از توربین بین 500 تا 550 درجهٔ سلسیوس است و چنین سیال داغی در واحد بازیافت گرما می‌تواند سیال دیگری را تا 150 درجهٔ سلسیوس گرم کند.

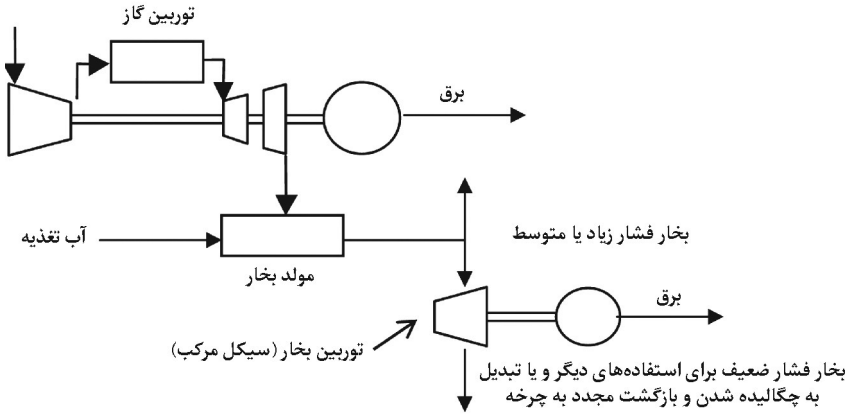



**تصویر 2-9) طرح‌وارهٔ سیستم CHP مجهز به موتور احتراقی**

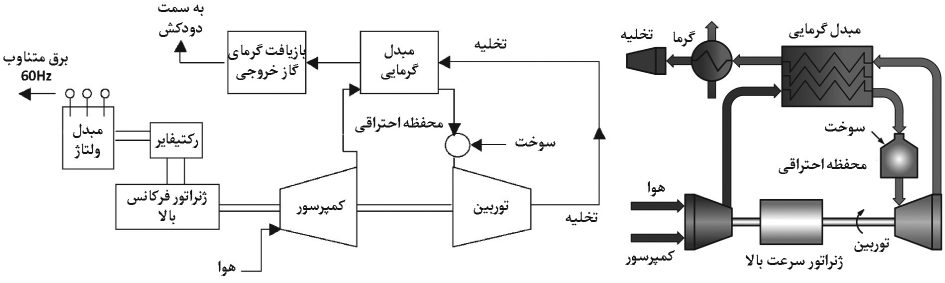
در این سیستم، گازهای داغ حاصل از احتراق سوخت و هوای فشردهٔ خروجی از کمپرسور موجب گردش توربین می‌شود. با گردش توربین، ژنراتور نیز به گردش درمی‌آید و برق تولید می‌شود. در عین حال، گازهای داغ خروجی از توربین به واحد بازیافت حرارت می‌رود و بخار یا آب گرم تولید می‌شود.

**میکروتوربین‌ها** از نظر ساختار و عملکرد بسیار شبیه به توربین‌های گاز صنعتی هستند، اما نسبتاً کوچکترند و با ظرفیتی بین 25 تا 400 کیلووات با گاز پروپان، گازوئیل و بیوگاز کار می‌کنند.

هوای محیط وارد کمپرسور می‌شود و پس از فشرده شدن با دمای بیشتر از دمای ورودی به سمت مبدّل می‌رود. در محفظهٔ احتراق، سوخت و هوای پیش‌گرم‌شدهٔ گذرکرده از مبدّل ترکیب می‌شوند و گاز منبسط‌شدهٔ ناشی از احتراق موجب حرکت توربین می‌گردد و توان مکانیکی برای گردش ژنراتور و کمپرسور فراهم می‌آید. پس از این، گاز داغ خروجی از توربین به سمت مبدّل می‌رود و می‌تواند منشأ گرما قرار گیرد.



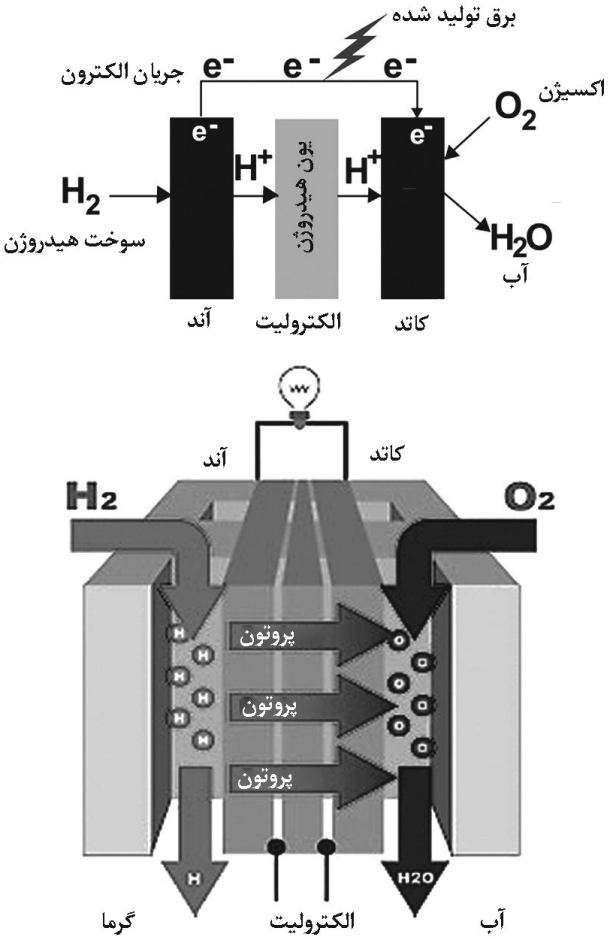

**تصویر 3-9) چرخهٔ کار توربین گاز**




**تصویر 4-9) چرخهٔ کار میکروتوربین شبیه به چرخهٔ توربین گاز صنعتی**

**سلول‌های سوختی** نیز از دیگر مولدهای برق است که در سیستم‌های CHP استفاده می‌شوند. فرایند تولید برق در سلول‌های سوختی تقریباً عکس عمل الکترولیز است. در الکترولیز، انرژی الکتریکی موجب جدا شدن اتم‌های هیدروژن و اکسیژن آب می‌شود؛ در حالی که در سلول‌های سوختی، واکنش بین هیدروژن و اکسیژن است که الکتریسیته و آب تولید می‌کند و، در عین حال، مقداری گرما نیز حاصل این واکنش است. بنابراین، سلول‌های سوختی مانند باتری‌ها نوعی مبدّل انرژی شیمیایی به الکتریکی محسوب می‌شوند و نیز مولد جریان مستقیم الکتریکی هستند. تفاوت اصلی بین باتری و سلول سوختی در تداوم و استمرار تولید برق است. باتری‌ها با توجه به ساختار خود حاوی نوعی از مواد شیمیایی هستند که، متناسب با مدت زمان استفاده، توان تولیدشان کاهش می‌یابد و سرانجام به اتمام می‌رسند. در این شرایط، یا باتری به طور کامل غیرقابل استفاده می‌شود و یا اینکه می‌باید دوباره آن را شارژ کرد، اما سلول‌های سوختی چنین نیستند و مادامی که اکسیژن و هیدروژنی برای ترکیب وجود داشته باشد و، در عین حال، جریان الکتریسیتهٔ مصرفی برقرار باشد، سلول قابل استفاده خواهد بود.

ساختار سلول‌های سوختی از لحاظ کلی بسیار شبیه به باتری و خازن است و مانند آنها دو الکترود مثبت و منفی و یک مادهٔ واسط به عنوان الکترولیت دارد. همان‌طور که اشاره شد، مادهٔ اصلی سلول سوختی اکسیژن و هیدروژن است. اکسیژن سلول از طریق هوای جو تأمین می‌شود، اما هیدروژن از طریق یک سوخت هیدروکربنی یا الکل به دست می‌آید. زیرا نگهداری و حمل هیدروژن به صورت آماده مشکل و در عین حال بسیار خطرناک است. بنابراین، سوخت‌هایی مانند گاز طبیعی، پروپان و الکل متیلیک یا متانول برای تهیهٔ هیدرژن مورد استفاده قرار می‌گیرند. در سلول سوختی، هیدروژن به اجزای خود یعنی پروتون و الکترون تجزیه می‌شود. پروتون از طریق الکترولیت یا غشای میانی به سمت کاتد که محل تجمع اکسیژن است، حرکت می‌کند و الکترون در سطح آند جمع می‌شود. با اتصال یک سیم بین آند و کاتد می‌توان موجب خروج الکترون‌ها از سطح آند به سطح کاتد شد. بنابراین، حرکت الکترون در سلول سوختی به صورت بیرونی و جریان پروتون به صورت درونی است. عبور الکترون از مدار خارجی و جریان پروتون از مسیر داخلی در سمت دیگر، که در آنجا اکسیژن هم حضور دارد، منجر به تولید آب می‌شود.




**تصویر 5-9) عملکرد سلول سوختی**

سلول‌های سوختی براساس نوع مادهٔ الکترولیت در گروه‌های مختلفی دسته‌بندی می‌شوند. این گروه‌ها شامل سلول با الکترولیت اسید فسفریک، سلول با الکترولیت کربناتی، سلول با الکترولیت پلیمری، و سلول با الکترولیت اکسید جامدند. استفاده از سلول‌های سوختی با الکترولیت اسید فسفریک بسیار رایج‌تر است و تا 200 کیلووات کاربرد دارد. سلول‌های سوختی با الکترولیت کربناتی از 250 کیلووات تا 10 مگاوات قابل استفاده‌اند و بازده بسیار خوبی دارند. سلول‌های سوختی اکسید جامد بین 5 تا 250 کیلووات و سلول‌های پلیمری از چند کیلووات تا 250 کیلووات هستند.

**جدول 1-9) مقایسه انواع فناوری‌های CHP**

| نوع | موتور دیزل | موتور گازسوز | توربین گاز | میکروتوربین | سلول سوختی |
|---|---|---|---|---|---|
| کارایی الکتریکی (%) ارزش حرارتی کم(LHV) | 30-50 | 25-45 | 25-40 (ساده) 40-60 (ترکیبی) | 20-30 | 40-70 |
| توان خروجی (MW) | 05-5.0 | 05-5.0 | 3-200 | 025-0.25.0 | 2-0.2 |
| دوره تعمیرات اساسی (hr×1000) | 25-30 | 24-60 | 30-50 | 5-40 | 10-40 |
| زمان راه‌اندازی | 10 sec | 10sec | 10 min-1 hr | 60sec | 3-48hr |
| سوخت‌ها | گازوئیل | گاز طبیعی- بیوگاز- پروپان | گاز طبیعی- بیوگاز- پروپان | گاز طبیعی- بیوگاز- پروپان | هیدروژن- گاز طبیعی- پروپان |
| انتشار NOX (kg/MW.hr) | 36-15.1 | 1-12.7 | 13-1.8.0 | 18-1.0 | 009.0> |
| خروجی CHP (kJ/kWh) | 3587 | 1055-5275 | 3587-12660 | 4220-15825 | 527-3903 |

## ۱۰-۱) استفاده از انبارهٔ یخ

در برخی سیستم‌ها که در واقع نوعی سیستم مرکب محسوب می‌شوند، همراه با چیلرها از انبارهٔ یخ (Ice Storage) استفاده می‌کنند. چیلرها به هنگام کاهش بار، انرژی خود را صرف ساختن یخ می‌کنند و یخ و آب حاصل از آن در اوج مصرف از بار چیلرها می‌کاهد. این عمل تنها از چیلرهای تراکمی برمی‌آید؛ زیرا چیلرهای جذبی لیتیمی که مبرّد آنها آب است نمی‌توانند در فرایند یخ‌سازی مشارکت کنند، اما چیلرهای تراکمی با توجه به نوع مبرّدشان این امکان را دارند. از همین رو یکی از سیستم‌های رایج برای پروژه‌های بزرگی که نیازمند ظرفیت سرمایشی زیاد به ویژه در روز هستند، ترکیب چیلرهای تراکمی با انبارهٔ یخ یکی از راهکارهای مفید محسوب می‌شود. برای تشکیل یخ لازم است که از محلول‌های پروپیلن‌گلیکول، اتیلن‌گلیکول و یا آب‌نمک(Brine) استفاده شود تا امکان ساخت یخ با آبی که دمایی پایین‌تر از نقطهٔ انجمادش دارد به وجود آید.

باید توجه داشت در مطالبی که در پی می‌آیند، منظور از ساعات اوج بار لزوماً اوج بار سرمایی ساختمان نیست، بلکه ساعاتی است که در آن مصرف برق بیشتر و، به همان میزان نیز، قیمت آن گران‌تر است. بدترین شرایط وقتی است که ساعات اوج بار سرمایی منطبق بر ساعات اوج

مصرف برق با نرخ بالا باشد. در این شرایط، بهره‌برداری از ذخایر سرمایی مانند انباره‌های یخ، که در ساعات غیراوج مصرف برق ایجاد شده‌اند، تأثیر بسزایی در کاهش هزینه‌های برق مصرفی دارند. بنابراین، عملکرد چیلرها و انباره‌ها در طی شبانه‌روز ممکن است شامل یکی از این حالت‌ها شود:

**الف)** عملیات یخ‌سازی در ساعات غیراوج مصرف برق بدون نیاز به جبران بار سرمایی ساختمان؛

**ب)** عملیات یخ‌سازی در ساعات غیراوج مصرف برق با نیاز به جبران بخشی از بار سرمایی ساختمان؛

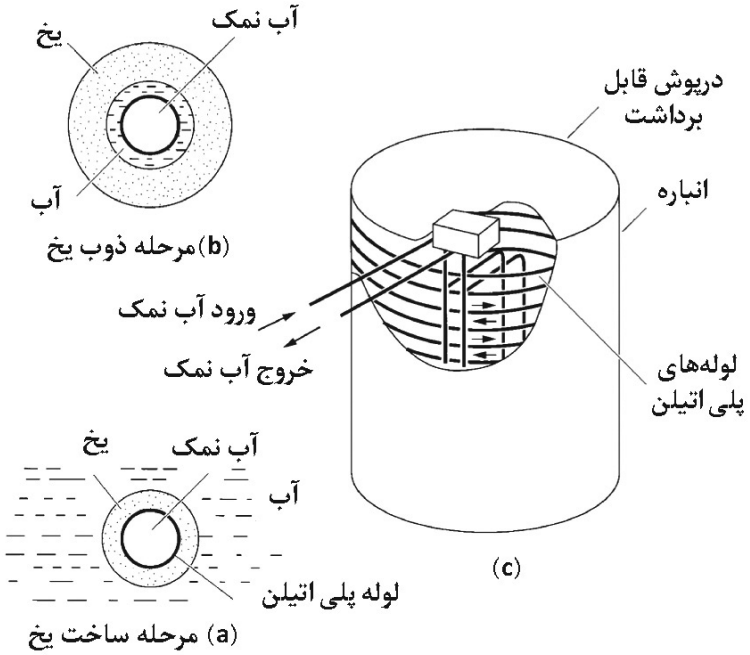
**ج)** بهره‌برداری همزمان از چیلرها و انباره‌های یخ در ساعات اوج بار سرمایی؛

**د)** بهره‌برداری از چیلرها یا انباره‌ها، به‌تنهایی، برای جبران بار سرمایی در ساعات غیراوج مصرف برق.

منابع یا تانک‌هایی که در آن یخ ساخته می‌شود، بنا به نیاز، ممکن است یگانه یا چندگانه متصل به یکدیگر باشند که البته اغلب انباره‌ها به صورت چندتایی موازی استفاده می‌شوند. در این منابع، لوله‌های پلیمری حاوی محلول 25 تا 30 درصد آب-اتیلن‌گلیکول (نسبت 25 تا 30درصد به 75 تا 70 درصد آب) با منفی 4.4 درجهٔ سلسیوس ( 24درجهٔ فارنهایت) به صورت یک کوئل مستغرق، موجب منجمد شدن آب داخل منبع یا منابع می‌شوند. ضخامت یخ حول لوله‌ها به 12.7 میلی‌متر ( 0.5اینچ) می‌رسد. در انباره‌های با محلول آب‌نمک-یخ که دما به منفی 1.1درجهٔ سلسیوس ( 30درجهٔ فارنهایت) می‌رسد، یک‌دهم از انباره را لوله‌های پلیمری اشغال می‌کنند و همواره یک‌دهم دیگر از حجم انباره خالی نگه داشته می‌شود تا انبساط ناشی از تشکیل یخ آسیبی به منبع وارد نکند.

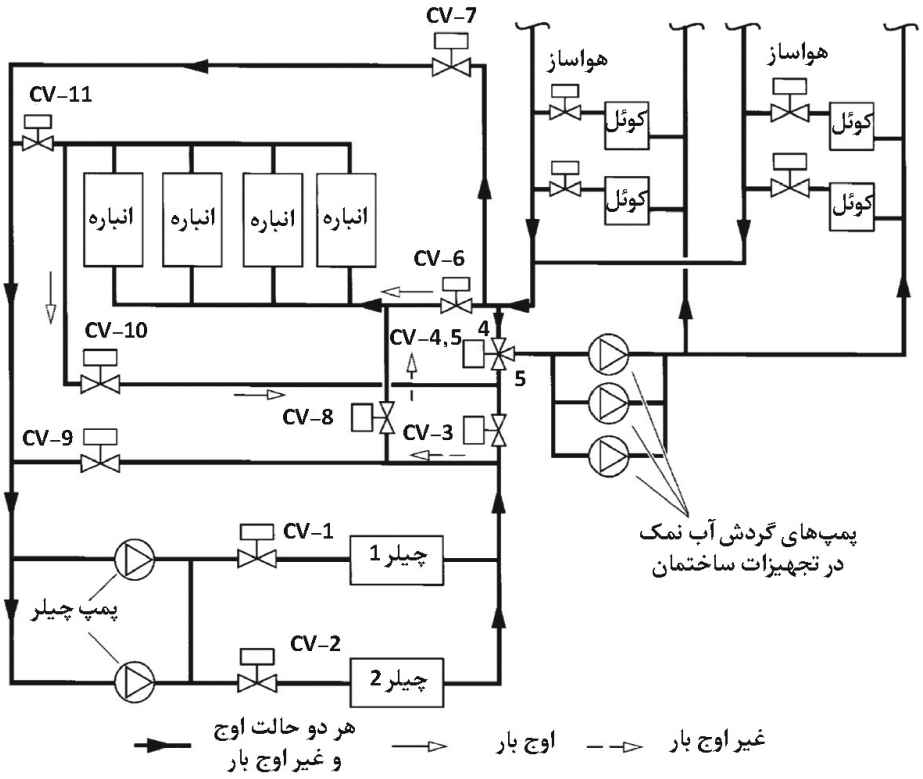
با تشکیل شدن یخ و فرارسیدن زمان خاموشی چیلر، چرخه معکوس می‌شود و این بار آب برگشتی از وسایل تبادل حرارت مانند هواسازها و فن‌کوئل‌ها که، ممکن است دمایی تا15.5 درجه سلسیوس ( 60درجهٔ فارنهایت) و یا بیشتر داشته باشند، تحت تأثیر دمای کمتر انبارهٔ یخ گرمای خود را از دست می‌دهد و ضمن ذوب کردن یخ، سرد می‌شود و به وسایل تبادل حرارت باز می‌گردد. در این سیستم چون آب تجهیزات نیز از داخل کوئل عبور می‌کند، یخ تشکیل‌شده روی کوئل در اثر گرمای آب برگشت ذوب می‌شود. از این رو، این سیستم را «یخ روی کوئل - ذوب داخلی» می‌خوانند .(Ice-on-Coil, Internal - Melt Ice Storage System) تصویر 1-10 که در ادامه آمده نمایشگر گونه‌ای از همین نوع انبارهٔ یخ است و تصویر 2-10 مدار سرمایشی مرکب از چیلر تراکمی و انباره‌های یخ برای ساختمانی اداری به مساحت 51115 متر مربع (550000

فوت مربع) در دالاس تگزاس را نمایش می‌دهد. در این پروژه، از دو چیلر گریز از مرکز هر یک به ظرفیت 1997 کیلووات ( 568 تن تبرید) استفاده شده که قادرند با کاربرد اتیلن‌گلیکول دما را تا منفی 4.4 درجهٔ سلسیوس ( 24درجهٔ فارنهایت) پایین آورند. چنانچه دمای آب خروجی از چیلر یا 1.1 درجهٔ سلسیوس ( 34درجهٔ فارنهایت) باشد، مصرف انرژی 0.77کیلووات به ازای هرتن تبرید می‌شود که در این صورت ضریب کارایی آن 4.56 خواهد بود. در صورت کاهش دما تا 4.4 درجهٔ سلسیوس ظرفیت تا 1494 کیلووات ( 425 تن تبرید) کاهش می‌یابد. در این صورت، مصرف توان 0.83کیلووات به ازای هر تن تبرید و ضریب کارایی 3.24 خواهد بود. حال چنانچه در ساعات غیر اوج بار، چیلرها امکان تولید یخ داشته باشند، در ساعات اوج بار، می‌توان از این ذخیرهٔ انرژی استفاده کرد و هزینه‌های مربوط به مصرف برق را کاهش داد.




**تصویر 1-10) انبارهٔ یخ با کوئل پلیمری**

**تصویر سمت چپ پایین وضعیت یخ‌سازی را نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهد می‌شود در این شرایط آب داخل منبع به‌تدریج حول لوله به یخ تبدیل می‌شود و تصویر سمت چپ بالا شرایط معکوس یا استفاده از انبارهٔ یخ را برای سرد کردن آب داخل لوله‌ها برای تغذیهٔ وسایل تبادل حرارت به وقت خاموشی چیلر نشان می‌دهد. بنابراین، لایهٔ یخی که در تماس با لوله قرار دارد ذوب و تبدیل به آب می‌شود.**

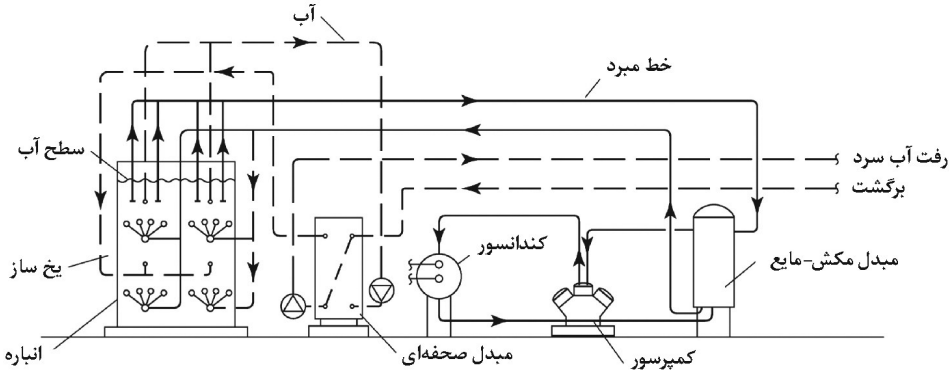



**تصویر 2-10) نمونه‌ای از مدار چیلر تراکمی به همراه انبارهٔ یخ**

در این چرخه در ساعات غیر اوج بار که از ساعت 8 بعدازظهر تا صبح روز بعد در نظر گرفته شده، ابتدا شیرهای CV-8، CV-6، CV-5، CV-2، CV-1 و CV-11 باز می‌شوند و شیرهای کنترل CV-9، CV-7، CV-6، CV-4، CV-3 و CV-10 بسته می‌شوند. در این هنگام، کنترل‌کنندهٔ الکترونیکی است که دمای محلول گلیکول خروجی از چیلر را برای شروع عملیات یخ‌سازی روی منفی 5.6 درجهٔ سلسیوس ( 22درجهٔ فارنهایت) تنظیم می‌کند و هر دو چیلر با اندکی تأخیر نسبت به یکدیگر با بار کامل وارد مدار می‌شوند. پس از روشن شدن چیلرها و پمپ‌ها، شیرهای کنترل CV-3 و CV-7 نیز باز می‌شوند و پمپ گردش آب سرد ساختمان هم راه می‌افتد. سپس شیرهای کنترل تدریجی 4 و 5 دمای محلول گلیکول ارسالی برای واحدهای تبادل حرارت ساختمان مانند هواسازها را روی 1.1 درجهٔ سلسیوس ( 34درجهٔ فارنهایت) ثابت نگه می‌دارند. در ساعات اوج نیز که در این پروژه بین ظهر تا 8 بعدازظهر فرض شده، سرمای ناشی از ذوب یخ نیز

به کمک تأمین سرمایش ساختمان می‌آید تا از زمان کارکرد چیلرها و مصرف برق بکاهد. در چنین وضعیتی، ابتدا شیرهای CV-7، CV-6، CV-3 و CV-10 باز و شیرهای CV-11، CV-9، CV-8 بسته می‌شوند. سپس شیر کنترل CV-1 باز و شیر کنترل CV-2 بسته و، اگر نیاز باشد، چیلر شمارهٔ یک وارد مدار می‌شود. در صورت نیاز به روشن شدن چیلر شمارهٔ دو، شیر کنترل CV-2 باز و شیر کنترل CV-1 بسته می‌شود. در مرحلهٔ بعدی شیر کنترل سه‌راههٔ 4 و 5 در وضعیت عادی باز می‌شود و کنترل‌کنندهٔ دمای آب خروجی از چیلر را روی صفر درجهٔ سلسیوس (32 درجهٔ فارنهایت) بازتنظیم می‌کند. چیلرها نیز با تأخیری نسبت به یکدیگر روشن می‌شوند و درصدد جبران بار برمی‌آیند. در عین حال، شیرهای کنترل تدریجی 4، 5، 6 و 7 دمای آب خروجی به سمت هواسازهای داخل ساختمان را در حد 1.1 درجهٔ سلسیوس نگه می‌دارند.

در نوعی دیگری از سیستم انبارهٔ یخ، استفاده از یک مبدّل می‌تواند آب سرد ناشی از ذوب یخ را در اختیار وسایل تبادل حرارت قرار دهد. در این سیستم مبرّد چیلر به طور مستقیم موجب تولید یخ در منابع می‌شود. در ساعات مشخصی آب سرد ناشی از ذوب یخ روانهٔ مبدل می‌شود و آب خنک تجهیزات تبادل حرارت را تهیه می‌کند. بنابراین، هیچ ارتباط مستقیمی بین آب سرد ناشی از ذوب یخ و آب خنک تجهیزات تبادل حرارت و همچنین مبرّد چیلر وجود ندارد و، در واقع، هریک از این سیال‌ها دارای چرخهٔ بستهٔ خود هستند، ولی در عین حال، به صورت غیرمستقیم و از طریق مبدّل موجب انتقال حرارت می‌شوند. در این سیستم، منابع ساخت و ذخیرهٔ یخ معمولاً بزرگ و از جنس فولاد با عایق‌کاری بسیار خوب هستند که در آن کوئل‌هایی برای گردش مبرّد جاسازی شده است. جنس لوله‌های کوئل نیز فولادی و قطر آنها بین 25 تا 32 میلی‌متر (1 تا $1\frac{1}{4}$ اینچ) است. مبرّد مورد استفاده نیز معمولاً فرئون 22 است. در اینجا در واقع کوئل‌های داخل مخزن نقش اِواپراتور غوطه‌ور در آب را دارند. ضخامت یخ تولیدشده روی کوئل‌ها به 25 تا 64میلی‌متر (1 تا 2.5 اینچ) می‌رسد و تحت این شرایط دمای مکش سمت کمپرسور بین منفی 5.6تا منفی 4.5 درجهٔ سلسیوس (22تا 24 درجهٔ فارنهایت) کاهش می‌یابد. در این سیستم نیز یخ بر روی کوئل ساخته می‌شود، اما ذوب آن خارجی است. زیرا آب برگشت بر روی کوئل می‌ریزد و گرمای خود را به یخ می‌دهد و موجب ذوب آن می‌شود. از این رو، این سیستم را «یخ روی کوئل-ذوب خارجی» می‌نامند.(Ice-on-Coil, External - Melt Ice Storage System)

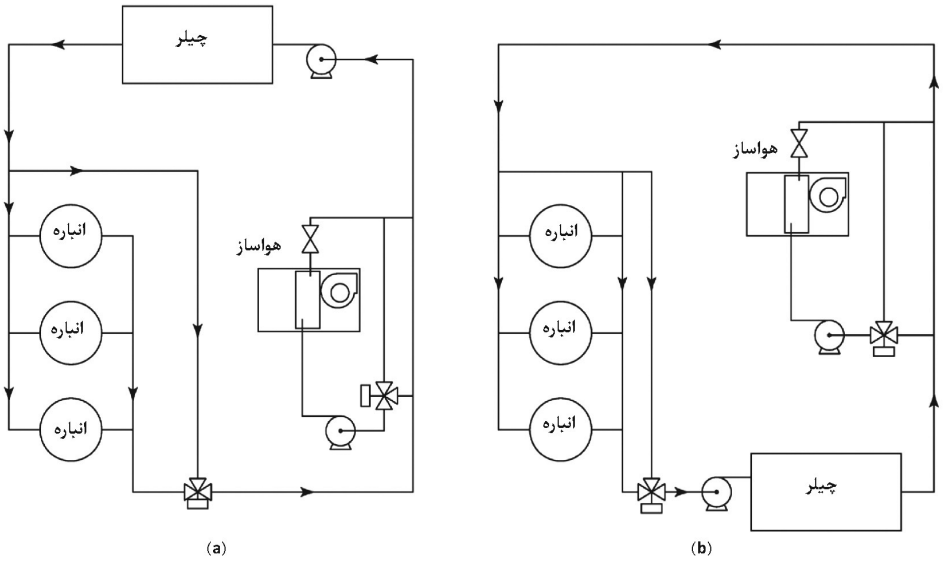



**تصویر 3-10) انبارهٔ یخ با مبدّل حرارتی**

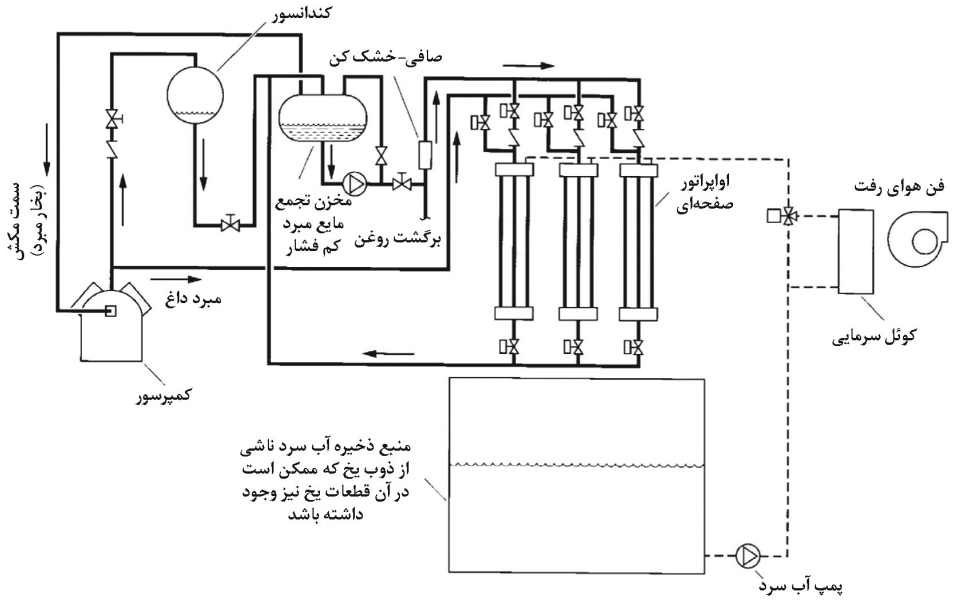
در نوع دیگری از سیستم‌های ذخیره‌سازی سرما از لفاف‌ها یا محفظه‌های حاوی آب دیونیزه استفاده می‌شود که خود در منابع فولادی یا بتنی قرار می‌گیرند و تحت تأثیر مبرّد ثانویهٔ گلیکولیِ ارسالی از سوی چیلر منجمد می‌شوند. در واقع، محفظه‌های حاوی آب یون‌زدایی شده، غوطه‌ور در منابع آب- گلیکول هستند. جنس این محفظه‌ها پلاستیکی و شکل آنها ممکن است کروی به قطر 100 میلی‌متر یا مکعبی به ابعاد 35 در 300 در 750 میلی‌متر باشد. عملیات یخ‌سازی وقتی شروع می‌شود که دمای آب-گلیکول بین منفی 5.6 تا منفی 3.3 درجهٔ سلسیوس ( 22تا26 درجهٔ فارنهایت) باشد و ذوب یخ نیز تحت تأثیر جریان برگشتی آب-گلیکول تجهیزات تبادل حرارت ساختمان مانند هواسازها صورت می‌گیرد. برای سرمایش مستقیم بدون استفاده از ذخیرهٔ سرمایی، دمای آب رفت چیلر یا چیلرها بین 2.2 تا 5.6 درجهٔ سلسیوس ( 36تا 42 درجهٔ فارنهایت) است.

در این سیستم به طور معمول مخازن سرمایی با چیلر سری می‌شوند و در این چیدمان ممکن است چیلر در بالادست یا پایین‌دست مخازن قرار گیرد. مزیت استقرار چیلر در بالادست یا قبل از مخازن این است که آب برگشتی از ساختمان ابتدا از اِواپراتور چیلر عبور می‌کند و پیش از ورود به مخازن سرد می‌شود. به دلیل اختلاف دمای بیشتر، ضریب کارایی بهبود می‌یابد، اما ظرفیت ذخیره‌سازی کم می‌شود، و در حالتی که چیلر در پایین‌دست قرار می‌گیرد، ضریب کارایی چیلر کاهش می‌یابد، اما ظرفیت ذخیره‌سازی بالا می‌رود.

همان‌طور که مشاهده می‌شود در هر دو حالت وجود یک شیر کنترل سه‌راهه این امکان را می‌دهد که مخازن کنارگذر گردند و یا در مسیر قرار گیرند.




**تصویر 4-10) سری قرار گرفتن چیلر با مخازن سرمایی در بالادست (a) و پایین‌دست (b)**




**تصویر 5-10) چرخهٔ جریان در سیستم ذخیره‌سازی سرما از نوع برداشت یخ**

ذخیره‌سازی سرمایی با یخ روش دیگری نیز دارد که در آن اِواپراتور و یا مبدّلی با تیغه‌های عمودی که روی آن یخ ساخته می‌شود در بالای مخزنی از آب قرار می‌گیرند و یخ تشکیل‌شده روی مبدّل در اثر گرمای آب برگشتی از ساختمان ذوب می‌شود و به درون مخزن آب زیرین می‌ریزد و مخلوطی از آب و یخ را به وجود می‌آورد که خود در چرخهٔ سرمایش مشارکت می‌کند. این سیستم را «انبارهٔ برداشت یخ» (Ice-Harvesting Ice Storage System) می‌نامند که مسیر جریان آن در تصویر (5-10) نمایش داده شده است.

### ۱۱-۱) ذخیره‌سازی آب سرد

در این سیستم آب سرد تولیدشده به وسیلهٔ چیلر با دمایی بین 4.4 تا 7.2 درجهٔ سلسیوس (40 تا 45 درجهٔ فارنهایت) در منابع فولادی ذخیره می‌شود تا به هنگام اوج مصرف برق به کار رود و هزینهٔ انرژی را کاهش دهد. این مخازن معمولاً به صورت استوانه‌ای ساخته می‌شوند؛ زیرا نسبت سطح به حجم آنها کمتر از منابع چهارگوش است. این خود تأثیر بسزایی در کاهش عایق‌کاری و اتلاف انرژی دارد. در منابع پرظرفیت نسبت ارتفاع به قطر 0.25 تا 0.35 در نظر گرفته می‌شود. منابع روزمینی از جنس فولاد ساخته می‌شوند، ولی برای منابع زمینی می‌توان از بتن استفاده کرد.

ظرفیت ذخیره‌سازی سرما با آب سرد تابعی از اختلاف دمای آب برگشتی از تجهیزات تبادل حرارت ساختمان مانند هواسازها و آب سرد ذخیره‌شده در منبع است و این اختلاف معمولاً، با توجه به دمای آب سرد ورودی به منبع که 4.4 درجهٔ سلسیوس (40 درجهٔ فارنهایت) و آب برگشتی از هواسازها که معمولاً 15.5 درجهٔ سلسیوس (60 درجهٔ فارنهایت) در نظر گرفته می‌شود، 11 درجهٔ سلسیوس (20 درجهٔ فارنهایت) است که مقدار مناسبی برای عملکرد سیستم محسوب می‌شود. به طور کلی در صورت اختلاف دمای کمتر از 5 درجهٔ سلسیوس (10 درجهٔ فارنهایت)، استفاده از سیستم ذخیره‌سازی آب سرد، به ویژه در حجم کم، مقرون به صرفه نخواهد بود. برای عملکرد بهتر منبع باید از اختلاط آب سرد و گرم ورودی به منبع جلوگیری شود. به همین منظور در مخازن، از دیافراگم یا دیواره‌های داخلی جداکننده استفاده می‌شود.

اختلاط مستقیم آب برگشت با آب سرد داخل منبع، و یا تبادل حرارت از طریق دیواره یا دیافراگم جداکنندهٔ آب سرد و آب برگشتی از ساختمان، و همچنین اتلاف حرارت از دیوارهٔ منابع و تبادل بین آب سرد و محیط اطراف، از جمله موارد کاهش دمای آب سرد ذخیره‌شده هستند. برای تعیین افت ظرفیت آب سرد ذخیره‌شده در خلال پر و خالی شدن منبع از شاخص یا عدد مریت، (Figure Of Merit) FOM که از طریق رابطهٔ زیر قابل محاسبه است، استفاده می‌شود:

$$FOM = \frac{Q_{dis}}{Q_{ch}} = \frac{\sum m_w c_{pw}(T_{rc} - T_o)}{m_w c_{pw}(T_{rcm} - T_i)}$$

$Q_{dis}$: ظرفیت سرمایش در فرایند خالی شدن (مصرف آب سردشده برای سرمایش سیستم) برحسب Btu/h (W)؛

$Q_{ch}$: ظرفیت تئوریکی سرمایش در فرایند پر شدن (شارژ منبع از طریق آب سرد چیلر) برحسب Btu/h (W)؛

$m_w$, $\sum m_w$: دِبی جرمی و مجموع دبی جرمی آب برحسب lb/h (kg/s)؛

$c_{pw}$: گرمای ویژهٔ آب Btu/lb.°F (J/kg.°C)؛

$T_{rc}$: دمای آب برگشتی از ساختمان در خلال استفاده از منبع آب سرد برحسب °F (°C)؛

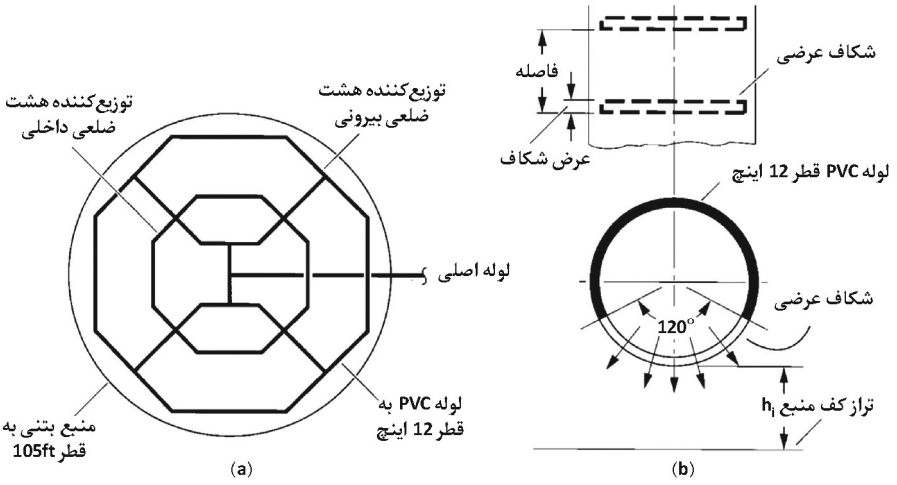
$T_o$: دمای آب سرد ذخیره شده خروجی برحسب °F (°C)؛

$T_{rcm}$: دمای میانگین دِبی جرمی آب برگشتی در ورودی منبع در فرایند خالی شدن برحسب °F (°C)؛

$T_i$: دمای آب سرد ورودی از سوی چیلر در فرایند پرشدن منبع برحسب °F (°C)؛

بزرگتر شدن عدد مریت نشانگر کاهش افت ظرفیت سرمایی منبع در خلال پر شدن است. عدد مریت برای منابعی که به صورت روزانه پر و خالی می‌شوند باید 0.9 و برای منابعی که بخشی از آن در طی روز خالی می‌شود بین 0.8 تا 0.9 باشد.

در نوعی از منابع ذخیرهٔ بتنی، شبکه‌ای لوله‌ای به شکل هشت‌ضلعی قرار داده می‌شود.




**تصویر 1-11) منبع با دو توزیع‌کنندهٔ هشت ضلعی متداخل**

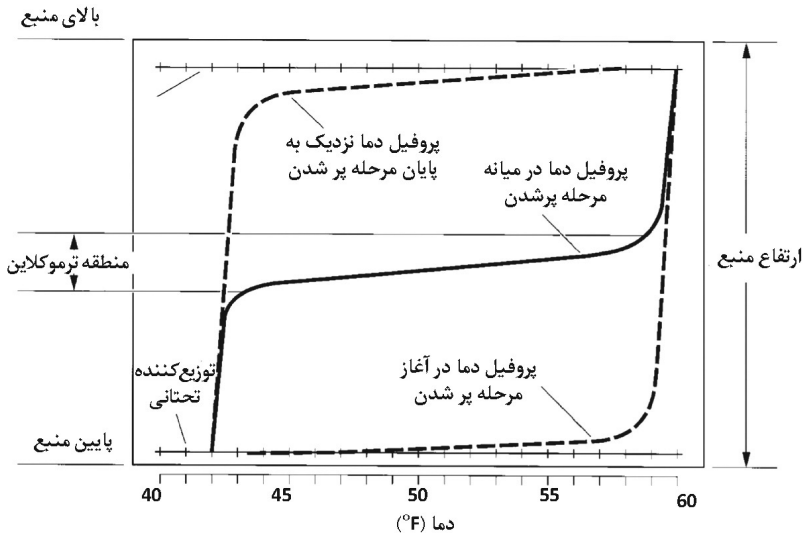
**(a) پلان هشت‌ضلعی توزیع‌کنندهٔ تحتانی؛ (b) نمایش لولهٔ 12 اینچی PVC توزیع‌کننده**

شبکهٔ هشت‌ضلعی در بخش پایین منبع قرار می‌گیرد و آب سرد از این معبر وارد منبع توزیع می‌شود. وجود توزیع‌کنندهٔ هشت‌ضلعی باعث می‌شود که لایه‌بندی حرارتی آب از پایین به بالای منبع به صورتی شکل گیرد که امکان جریان ثقلی ناشی از اختلاف دمای آب در بخش تحتانی و فوقانی به وجود آید.

تصویر بعدی پروفیل دما و ترموکلاین (Thermocline، لایه‌بندی ناشی از دما) را در منبع ذخیرهٔ آب سرد نمایش می‌دهد. همان‌طور که می‌بینیم، سه لایه کاملاً متمایز متناسب با ارتفاع مخزن شکل می‌گیرد که لایهٔ تحتانی نشانگر دمای آب سرد و سنگین، و لایهٔ فوقانی شامل آب گرم و سبک‌تر است و در بین این دو منطقه لایهٔ میانی ترموکلاین قرار می‌گیرد که نشانگر پروفیل دمای آب در میانهٔ پر شدن منبع است. دمای این لایه بین 5.5 تا 15.5 درجهٔ سلسیوس ( 42تا 60 درجهٔ فارنهایت) است.

در مورد منابع ذخیرهٔ آب سرد و چگونگی لایه‌بندی دمایی آن نکات زیر قابل توجه است:

- ورودی آب برگشت از ساختمان باید تا حد امکان به بخش فوقانی منبع نزدیک باشد و آب سردشدهٔ ورودی باید فقط مقداری بالاتر از بخش تحتانی باشد.
- افت‌وخیز دمای آب سرد ورودی باید دارای دامنهٔ کمی در حد 1.1 درجهٔ سلسیوس (2 درجهٔ فارنهایت) باشد تا لایه‌بندی دمایی به‌خوبی صورت گیرد و از اختلاط اضافی پرهیز شود.




**تصویر 2-11) پروفیل دما برمبنای لایه‌های مختلف در منبع ذخیرهٔ آب سرد**

- جریان آب برگشتی ورودی به مخزن باید رو به بالا یا افقی باشد و، برعکس، جریان آب سرد ورودی از سوی چیلر باید رو به پایین باشد.
- شکاف‌های توزیع‌کننده باید دارای زاویهٔ 120 درجه باشند.
- سطح مقطع ورودی هر یک از انشعابات باید حداقل برابر با مجموع سطح مقطع توزیع‌کننده در همان انشعاب باشد.
- توزیع‌کننده‌ها ممکن است از نوع حلقوی یا شعاعی باشند.
- لوله‌کشی‌ها باید متقارن باشند.
- طول هر انشعاب با انشعاب دیگر باید برابر باشد.
- در لوله‌کشی‌ها باید از زانوی شعاع بلند استفاده شود.
- اختلاط در سمت ورودی منحنی ترموکلاین وابسته به عدد رینولدز $Re_i$ جریان ورودی و عدد فرود Fri است.

عدد رینولدز (Reynolds number) از طریق رابطهٔ زیر تعیین می‌شود:

$$Re_i = \frac{V_w}{I_{dif} v_w}$$

$V_w$: دِبی حجمی آب سرد؛

$I_{dif}$: طول خطی توزیع‌کننده؛

$v_w$: ویسکوزیتهٔ جنبشی.

چنانچه $Re_i$ بیشتر از 850 باشد، افت ناشی از اختلاط موجب افت قابل توجه ظرفیت سرمایشی می‌شود. اصولاً هرچه عدد رینولدز کوچک‌تر باشد، ظرفیت سرمایشی بهتر است.

عدد فرود (Froud number) ورودی برابرِ یک یا کمتر نیز موجب عملکرد بهتر منبع می‌شود که از این رابطهٔ به دست می‌آید:

$$Fr_i = \frac{V_w}{I_{dif} \times [g \times h_i^3 \times (\rho_i \times \rho_a)/\rho_1]^{0.5}}$$

$h_i$: ارتفاع ورودی (ft (m) ، فاصلهٔ عمودی بین کف منبع تا ورودی توزیع‌کننده؛

g: شتاب جاذبه ($ft/s^2$ ($m/s^2$)؛

$\rho_i$: چگالی آب ورودی lb/ft3 ($kg/m^3$)؛

(چگالی آب در دمای 0 تا 15.5 درجهٔ سلسیوس [ 32تا 60 درجهٔ فارنهایت] بین 62.419 تا 62.368پوند بر فوت مکعب است.)

$\rho_i$: چگالی آب ذخیره‌شده منبع در تراز توزیع‌کننده. $lb/ft^3$ ($kg/m^3$)

### ۱۲-۱) استفاده از پمپ حرارتی زمین گرمایی

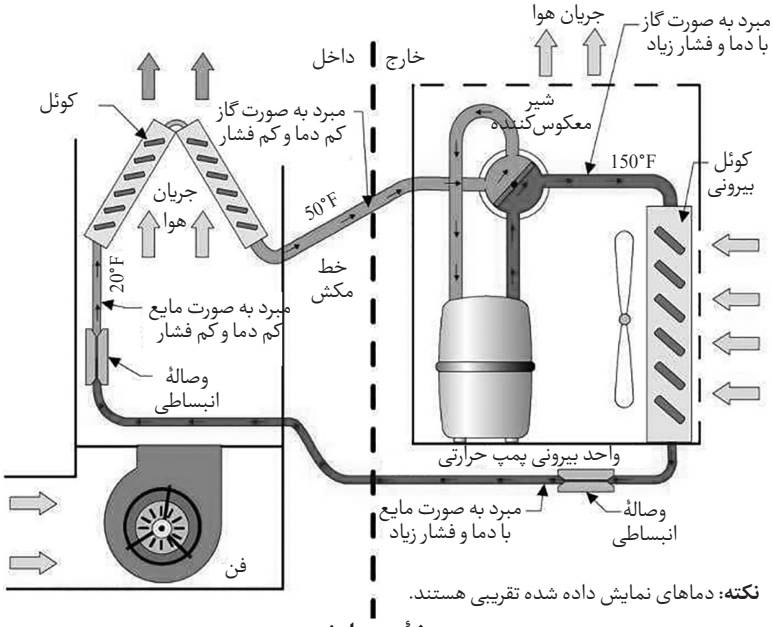
یکی از روش‌های رایج برای استفاده از ثبات گرمایی زمین به‌کارگیری پمپ حرارتی است. پمپ حرارتی یا سیستم دوطرفه نوعی مولد دوفصلی یکپارچه و خودکفا است که به لحاظ ساختار و عملکرد مشابه یک سیستم تبرید تراکمی است، اما با ویژگی امکان گرمایش در فصل سرما. در این دستگاه تغییر عملکرد اِواپراتور و کندانسور را یک شیر چهارراهه انجام می‌دهد. در پمپ‌های حرارتی نتیجهٔ عملکرد کوئل‌های تبخیر و تقطیر طی فصول مختلف یکسان نیست و، به همین دلیل، اطلاق عنوان «اِواپراتور» (تبخیرکننده) یا «کندانسور» (تقطیرکننده) به هر یک از آنها ممکن است موجب بروز ابهام شود. از این رو، کوئل‌های تبخیر و تقطیر را واحدهای درونی و بیرونی می‌نامیم. واحد درونی، به تناسب فصل و بنا به عملکرد شیر چهارراهه، نقش گرمایشی یا سرمایشی داخل فضا را به عهده می‌گیرد و واحد بیرونی عکس آن عمل می‌کند. کمپرسور می‌تواند بر روی هر یک از قسمت‌های درونی یا بیرونی نصب گردد. اما به طور معمول بخشی از واحد بیرونی را شامل می‌شود. پمپ‌های حرارتی در انواع محلی (ظرفیت کم) و مرکزی مورد استفاده قرار می‌گیرند، اما استفاده از آنها به صورت محلی رایج‌تر است. در پمپ‌های حرارتی پرظرفیت، سیال ناقل همچون چیلرهای تراکمی یا جذبی، آب است؛ اما در سیستم‌های کم ظرفیت، سیال ناقل هواست.

در سیستم‌های تبرید تراکمی، کندانسور باید گرمای خود را به طریقی از دست بدهد. در سیستم‌های متعارف، هوا یا آب گرمای کندانسور را می‌گیرند و موجب تقطیر مادهٔ مبرّد می‌شوند. ثبات دمایی عمق 2 تا 3 متری زمین با دمای 12 تا 15 درجهٔ سلسیوس یا 54 تا 59 درجهٔ فارنهایت نیز می‌تواند منبع خوبی برای اخذ گرمای کندانسور باشد. بنابراین، آبی که کندانسور را خنک می‌کند می‌تواند در کوئلی که در زمین دفن شده به گردش درآید تا گرما را به زمین منتقل کند.

واحدهای خارجی پمپ‌های حرارتی به دلیل دوفصلی بودن باید هم گرماگیر باشند (در حالت زمستانی) و هم گرماده (در حالت تابستانی) که، در هر دو حال، زمین می‌تواند منبع خوبی برای تبادل گرما باشد.

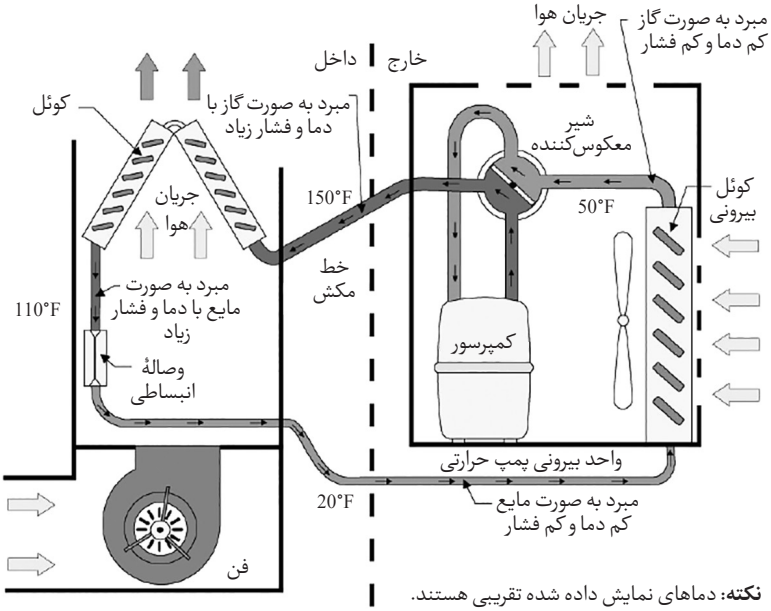
دمای واحد خارجی در تابستان بیشتر از دمای زمین خواهد بود؛ زیرا واحد خارجی در نقش کندانسور ظاهر می‌شود و مادهٔ مبرّد را تقطیر می‌کند. بنابراین، جریان گرمایی از سمت کندانسور به طرف زمین است. در زمستان دمای واحد خارجی کمتر از زمین خواهد بود؛ زیرا قرار است واحد خارجی به عنوان اِواپراتور عمل کرده و مادهٔ مبرّد را تبخیر کند، بنابراین جریان گرمایی از سمت زمین به سمت اِواپراتور خواهد بود.

این هر دو فرایند زمانی به‌خوبی انجام خواهد شد که اختلاف دما بین واحد خارجی و زمین




**نکته:** دماهای نمایش داده شده تقریبی هستند.

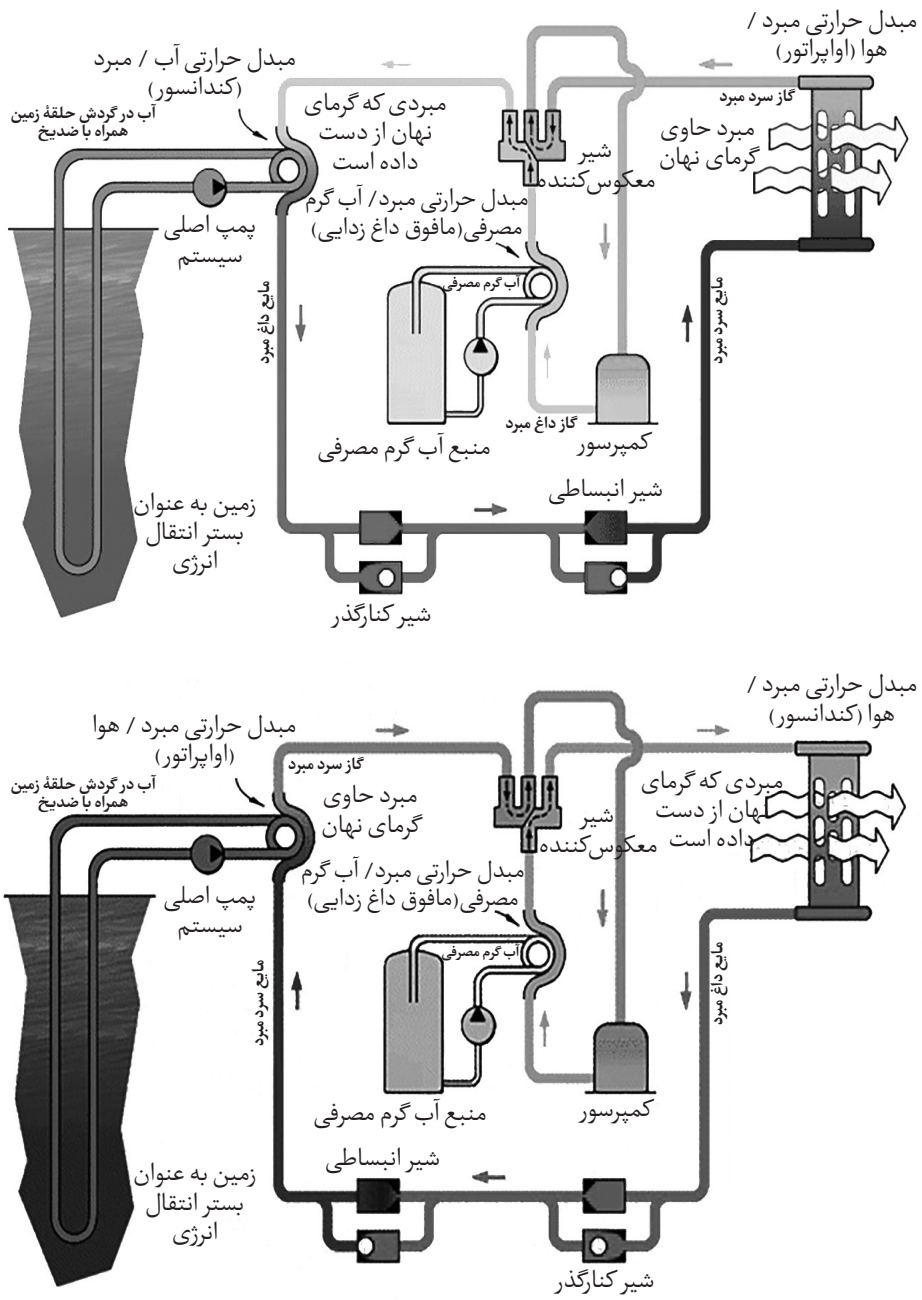
**چرخهٔ سرمایش**




**نکته:** دماهای نمایش داده شده تقریبی هستند.

**چرخهٔ گرمایش**

**تصویر 1-12) چرخهٔ کارکرد پمپ حرارتی در تابستان و زمستان**




**تصویر 2-12) چرخهٔ کارکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی در تابستان و زمستان با امکان تهیهٔ آب گرم مصرفی**

در هر دو حالت زمستانی و تابستانی وجود داشته باشد. جریان گرمایی بین زمین و واحد خارجی متناسب با افزایش اختلاف دما بیشتر خواهد شد. در این سیستم، زمین یا آب زیرزمینی نقش اصلی را به عنوان منبع گرمایی یا گرماگیری به عهده دارند. از این رو، این نوع دستگاه‌ها را «پمپ حرارتی منبع زمینی» یا (Ground Source Heat Pump) GSHP می‌خوانند.

حلقهٔ گرماگیر یا گرماده پمپ حرارتی ممکن است باز یا بسته باشد. در حلقهٔ باز، جریان آب برکه، رودخانه یا چاه، پس از تبادل حرارت با پمپ حرارتی، بار دیگر به زمین بازگردانده می‌شود. اما در حلقهٔ بسته، آب داخل کوئل به طور مستمر بین زمین و پمپ حرارتی در جریان است. در این حال حلقه یا کوئل زمینی ممکن است عمودی و یا افقی باشد.

**جدول 1-12) طول پیشنهادی ترانشه یا حفره برحسب متر( فوت) به ازای هرتن تبرید(12000Btu/hr) ظرفیت پمپ حرارتی**

| نوع کلاف | ضریب طول لوله | دمای زمین برحسب درجهٔ سلسیوس(فارنهایت) | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | طول لوله به ازای طول ترانشه یا عمق حفره | 7-8.5 (44-47) | 9-10.5 (48-51) | 11-13 (52-55) | 13.5-15 (56-59) | 15.5-17 (60-63) | 11.5-18 (64-67) | 20-21 (68-70) |
| افقی با 10 مارپیچ | 10 | 38 (125) | 36.5 (120) | 35 (115) | 36.5 (120) | 38 (125) | 46 (150) | 55 (180) |
| افقی 6 لوله با 6 مارپیچ | 6 | 55 (180) | 49 (160) | 46 (150) | 49 (160) | 55 (180) | 61 (200) | 70 (230) |
| افقی 4 لوله با 4 مارپیچ | 4 | 58 (190) | 55 (180) | 52 (170) | 55 (180) | 58 (190) | 67 (220) | 79 (260) |
| افقی 2 لوله‌ای بدون مارپیچ | 2 | 90 (300) | 85 (280) | 76 (250) | 85 (280) | 90 (300) | 103 (340) | 122 (400) |
| عمودی (4/3 اینچ) | 2 | 55 (180) | 52 (170) | 47 (155) | 52 (170) | 55 (180) | 61 (200) | 70 (230) |
| عمودی (1 اینچ) | 2 | 52 (170) | 49 (160) | 46 (150) | 49 (160) | 52 (170) | 58 (190) | 18.5 (215) |
| عمودی ($1\ 1/4$ اینچ) | 2 | 49 (160) | 46 (150) | 44 (145) | 46 (150) | 49 (160) | 53.5 (175) | 61 (200) |

این جدول براساس ضریب هدایت گرمایی 1W/m.K (0.6Btu/hr-ft-°F) برای ترانشه و 2.1 W/m.k (1.2Btu/hr-ft-°F) برای حفره و 1.4W/m.K (0.8Btu/hr-ft-°F) برای ملات پرکنندهٔ میان خطوط در حفره تعیین شده است. برای مواردی جز این باید طول به‌دست‌آمده از جدول با ضرایب جدول بعدی تصحیح شود.

طول لوله با ضرب کردن طول ترانشه یا حفره در ضریب طول به دست می‌آید.

**جدول 2-12) طول پیشنهادی ترانشه یا حفره برحسب متر( فوت) به ازای هرکیلووات سرمایش(تن تبرید) ظرفیت پمپ حرارتی**

| نوع کلاف | ضریب طول لوله | دمای زمین برحسب درجهٔ سلسیوس(فارنهایت) | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | طول لوله به ازای طول ترانشه یا عمق حفره | 7-8.5 (44-47) | 9-10.5 (48-51) | 11-13 (52-55) | 13.5-15 (56-59) | 15.5-17 (60-63) | 11.5-18 (64-67) | 20-21 (68-70) |
| افقی با 10 مارپیچ | 10 | 11 (125) | 10.5 (120) | 10 (115) | 10.5 (120) | 11 (125) | 13 (150) | 15.5 (180) |
| افقی 6 لوله با 6 مارپیچ | 6 | 15.5 (180) | 14 (160) | 13 (150) | 14 (160) | 15.5 (180) | 17.5 (200) | 20 (230) |
| افقی 4 لوله با 4 مارپیچ | 4 | 16.5 (190) | 15.5 (180) | 15 (170) | 15.5 (180) | 16.5 (190) | 19 (220) | 22.5 (260) |
| افقی 2 لوله‌ای بدون مارپیچ | 2 | 26 (300) | 24.5 (280) | 22 (250) | 24.5 (280) | 26 (300) | 29.5 (340) | 35 (400) |
| عمودی (4/3 اینچ) | 2 | 15.5 (180) | 15 (170) | 13.5 (155) | 15 (170) | 15.5 (180) | 17.5 (200) | 20 (230) |
| عمودی (1 اینچ) | 2 | 15 (170) | 14 (160) | 12 (150) | 14 (160) | 15 (170) | 16.5 (190) | 18.5 (215) |
| عمودی ($1\frac{1}{4}$ اینچ) | 2 | 14 (160) | 13 (150) | 12.5 (145) | 13 (150) | 14 (160) | 15 (175) | 17.5 (200) |

این جدول براساس ضریب هدایت گرمایی 1W/m.K (0.6Btu/hr-ft-°F) برای ترانشه و 2.1 W/m.k (1.2Btu/hr-ft-°F) برای حفره و 1.4W/m.K( 0.8Btu/hr-ft-°F ) برای ملات پرکنندهٔ میان خطوط در حفره تعیین شده است. برای مواردی جز این باید طول به‌دست‌آمده از جدول با ضرایب جدول بعدی تصحیح شود.
طول لوله با ضرب کردن طول ترانشه یا حفره در ضریب طول به دست می‌آید.

**جدول 3-12) ضرایب تصحیح با آحادIP برای طول ترانشه (افقی) یا حفره (عمودی)**

| L/ton(Corrected)=L/ton×CF(k Ground)×CF(k Grout) | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **هدایت گرمایی خاک Btu/hr-ft-°F** | **0.4** | **0.6** | **0.8** | **1.2** | **1.2** | **1.4** | **1.6** | **1.8** | **2.0** |
| ضریب تصحیح خط افقی (CF) | 1.22 | 1.0 | 0.89 | 0.82 | – | – | – | – | – |
| ضریب تصحیح خط عمودی (CF) | – | – | 1.23 | 1.10 | 1.0 | 0.93 | 0.87 | 0.83 | 0.79 |
| **هدایت گرمایی ملات Btu/hr-ft-°F** | **0.4** | **0.6** | **0.8** | **0.85** | **1.0** | **1.2** | **1.4** | **-** | **-** |
| ضریب تصحیح خط عمودی (CF) | 1.2 | 1.08 | 1.01 | 1.0 | 0.98 | 0.93 | 0.91 | – | – |

هدایت گرمایی ملات مربوط به زمانی است که کلاف عمودی به صورت دوایر متحدالمرکز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

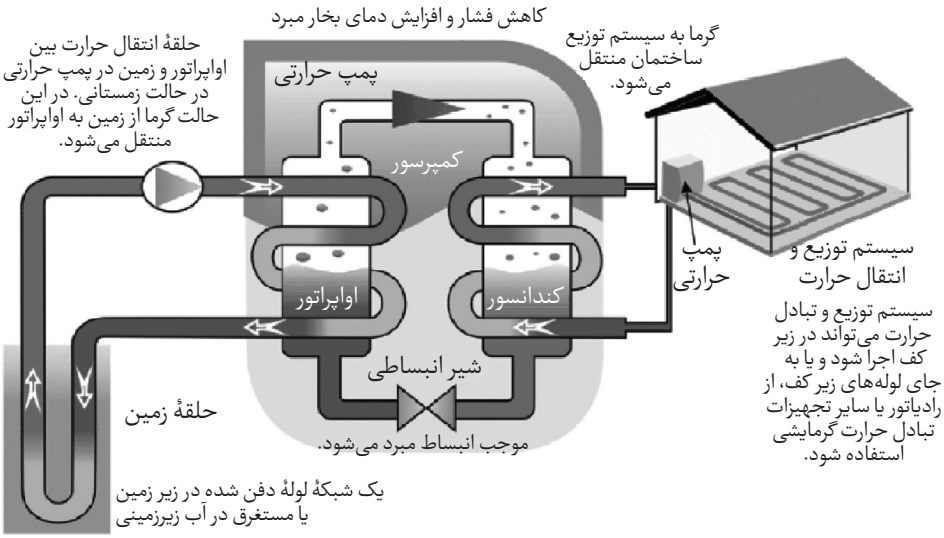
**جدول 4-12) ضرایب تصحیح با آحاد SI برای طول ترانشه (افقی) یا حفره (عمودی)**

| **هدایت گرمایی خاک W/m.K** | **0.69** | **1** | **1.4** | **2.1** | **2.1** | **2.4** | **2.8** | **3.1** | **3.5** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ضریب تصحیح خط افقی (CF) | 1.22 | 1.0 | 0.89 | 0.82 | – | – | – | – | – |
| ضریب تصحیح خط عمودی (CF) | – | – | 1.23 | 1.10 | 1.0 | 0.93 | 0.87 | 0.83 | 0.79 |
| **هدایت گرمایی ملات W/m.K** | **0.69** | **1** | **1.4** | **1.5** | **1.7** | **2.1** | **2.4** | **-** | **-** |
| ضریب تصحیح خط عمودی (CF) | 1.2 | 1.08 | 1.01 | 1.0 | 0.98 | 0.93 | 0.91 | – | – |

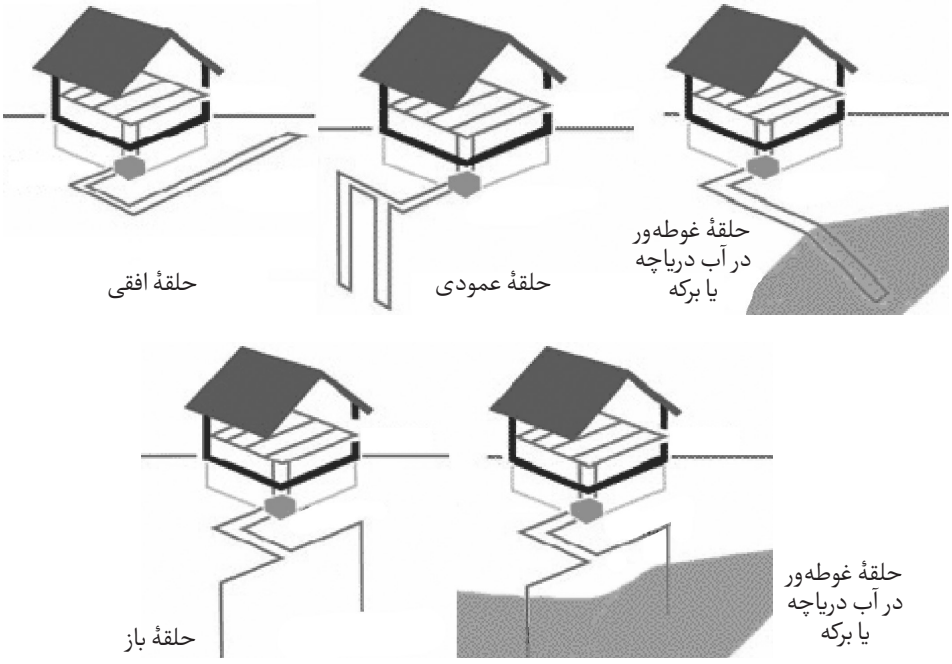
هدایت گرمایی ملات مربوط به زمانی است که کلاف عمودی به صورت دوایر متحدالمرکز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

روش حلقهٔ عمودی سطح کمتری نسبت به حلقهٔ افقی اشغال می‌کند و این سطح برابر6.6 تا 7.9متر مربع به ازای هر کیلووات سرمایش (250 تا 300 فوت مربع به ازای هر تن تبرید) است. اما نیازمند حفر چاه است. چاه باید تا جایی که دمای زمین کاملاً ثابت گردد، عمیق شود. به طور معمول، عمق حفره بین 13 تا 17.3 متر به ازای هر کیلووات ( 150تا 200 فوت به ازای هر تن تبرید) ظرفیت پمپ حرارتی در نظر گرفته می‌شود.

روش حلقهٔ افقی اگرچه به دلیل عدم نیاز به حفاری عمیق آسان‌تر است؛ اما سطح نسبتاً زیادی را اشغال می‌کند که برابر است با 66 مترمربع به ازای هر کیلووات (به ازای هر تن تبرید تقریباً 2500فوت مربع) و در هر ترانشه 2 تا 6 لوله قرار می‌گیرد.



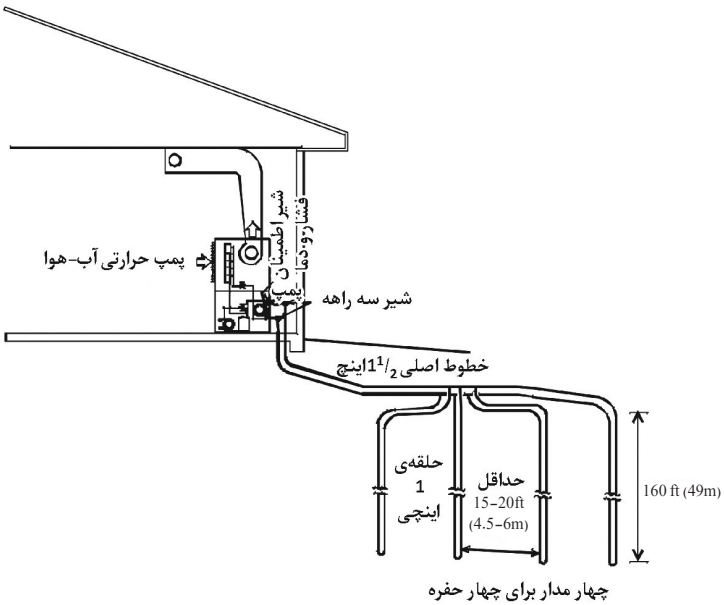

**تصویر 12-3) طرح‌واره‌ای از پمپ حرارتی زمین‌گرمایی در حالت زمستانی**




**تصویر 12-4) انواع چیدمان پمپ زمین‌گرمایی. جنس لوله‌های کلاف به طور کلی و در همهٔ انواع اجرایی از پلی‌اتیلن**

**مثال:** به طورکلی اندازهٔ لوله‌های کلاف زمین‌گرمایی بین 9 تا 38 میلی‌متر( $\frac{3}{4}$ تا $1\frac{1}{2}$ اینچ) در نظر گرفته می‌شود و تعیین طول آن وابسته به ظرفیت پمپ حرارتی، قابلیت هدایت حرارتی زمین، دمای زمین و انتخاب نوع گستردن شبکه به صورت عمودی یا افقی با توجه به شرایط پروژه است. به عنوان مثال، اگر ظرفیت پمپ حرارتی 14 کیلووات ( 4 تن تبرید) باشد و در عین حال بخواهیم از شبکهٔ عمودی استفاده کنیم، می‌توانیم با مراجعه به جداول 1-12 و2-12 ، طول حفرهٔ عمودی و، به تبع آن، طول لوله‌کشی کلاف را بر مبنای آحاد IP یا SI محاسبه کنیم:

در این مثال عمق حفره 53 متر( 175 فوت) و قطر آن 11.5 سانتی‌متر( 4.5 اینچ) فرض شده است. عمق و قطر در شبکهٔ عمودی، و طول و سطحی که ترانشه‌ها در شبکهٔ افقی به خود اختصاص می‌دهند، اگرچه تابعی از شبکهٔ لوله است؛ اما باید به ویژگی‌ها و امکانات محلی نیز توجه داشت. از این رو، ممکن است تحت شرایطی حداکثر امکانات مورد توجه قرار گیرد و سپس مطابق مقدورات، اندازهٔ لوله و نوع کلاف تعیین شود. در اینجا نیز فرض می‌کنیم که سطح چندانی برای گستردن شبکهٔ افقی نداریم و، از سوی دیگر، ابزار حفاری که در اختیار داریم می‌تواند میله‌ای به قطر11.5 سانتی‌متر( 4.5 اینچ) حفر کند.




**تصویر 5-12) چهار حفرهٔ 49 متری(160 فوتی) برای اجرای کلاف زمین‌گرماییِ مثال**

بنا به دلایلی همچون طول متّه و امکانات حفاری و همچنین برخورد با مانع سخت سنگی در عمق 52 متری ( 170فوت)، نمی‌توانیم میلهٔ چاهی بیش از این طول داشته باشیم. حال اگر مطابق اندازه‌گیری‌های میدانی دریافته باشیم که دمای زمین 14 درجه سلسیوس( 58درجهٔ فارنهایت) است، می‌توانیم با مراجعه به جداول 1-12 و 2-12 گزینه‌های مختلف را مورد بررسی قرار دهیم. مطابق شرایط مثال و مندرجات جدول، گزینه‌های زیر پیش رو قرار خواهد گرفت:

**الف)** استفاده از لولهٔ 6 میلی‌متر( 1/4 اینچ) برای حفره‌ای با عمق 52 متر( 170فوت)؛

**ب)** استفاده از لولهٔ 25 میلی‌متر( 1 اینچ) برای حفره‌ای با عمق 49 متر( 160 فوت)؛

**ج)** استفاده از لولهٔ 32 میلی‌متر( 1 1/4 اینچ) برای حفره‌ای با عمق 46 متر( 150فوت).

قطر 11.5 سانتی‌متر( 4.5 اینچ) حفره چندان مناسب استفاده از کلاف 32 میلی‌متر(1 1/4 اینچ) نیست. بنابراین، بهتر است که از لولهٔ 25 میلی‌متری ( 1 اینچ) استفاده شود. در این صورت عمق 49 متری ( 160فوت) کافی است. از آنجا که ظرفیت پمپ حرارتی مورد مثال 14 کیلووات (4 تن تبرید) است، بنابراین باید چهار حفرهٔ 49 متری( 160فوت) حفر شود:

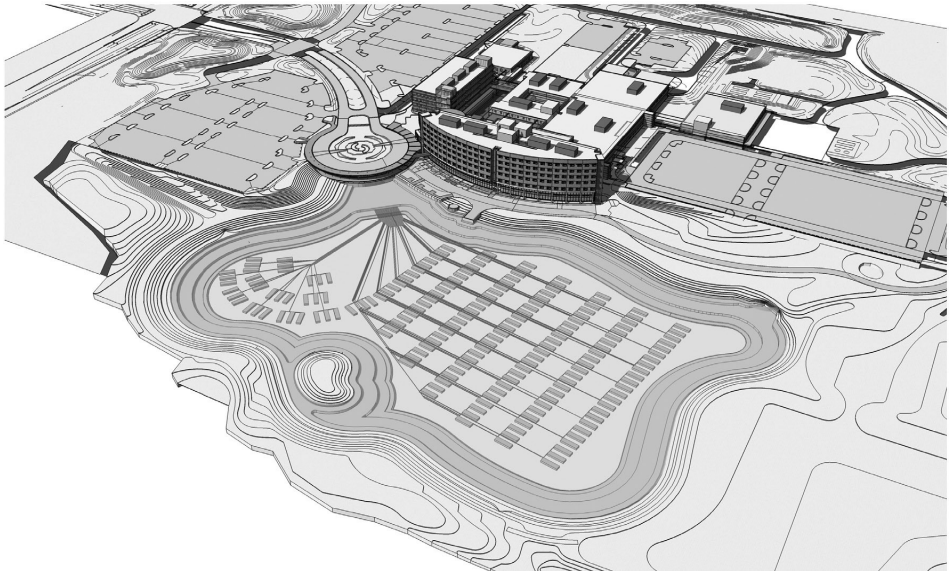
$$14m/kW \times 14kW = 196\ m$$

یا:

$$160ft/ton \times 4ton = 640\ ft$$

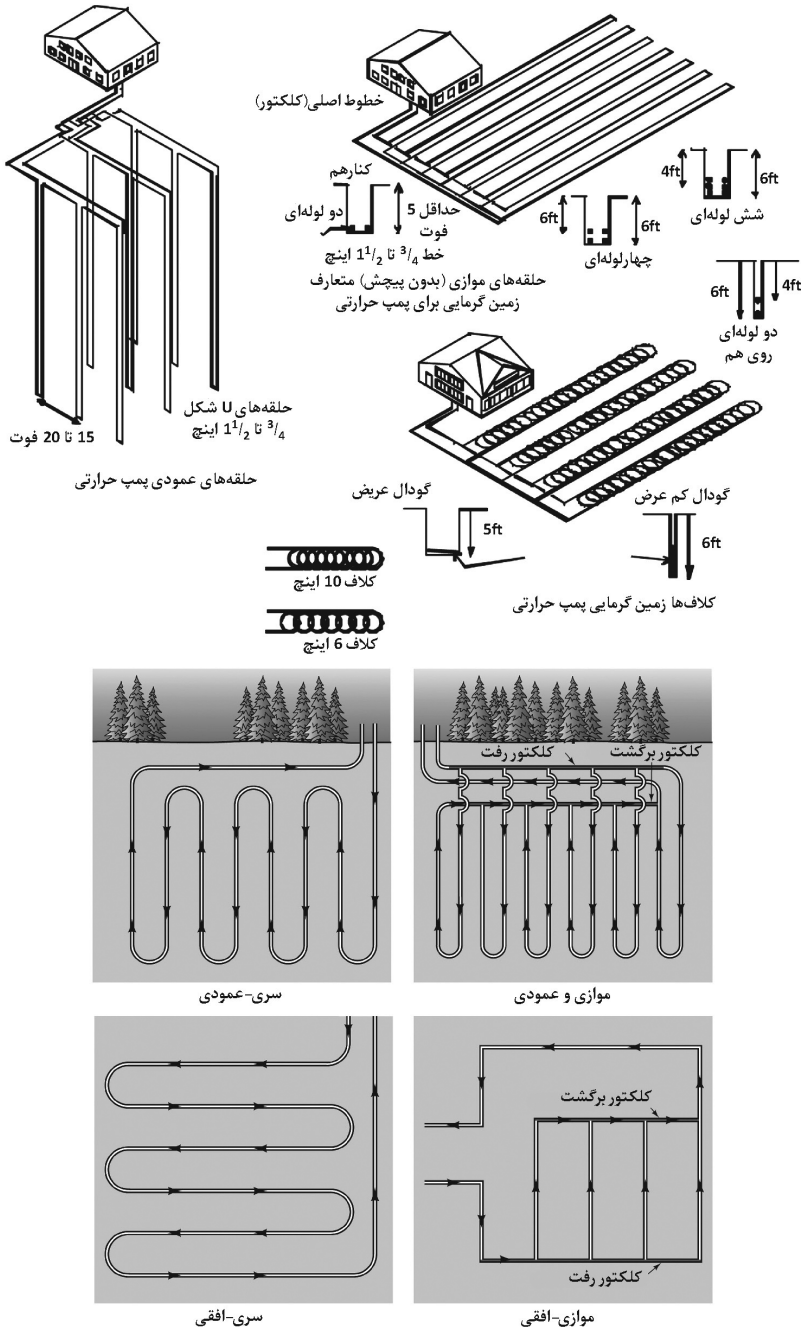
اگر قابلیت هدایت خاک (1.2 Btu/hr-ft-°F) 2.1 W/m.K باشد، هیچ اصلاحی موردنیاز نخواهد بود. در غیر این صورت باید طول حفره مطابق جدول 3-12 یا 4-12 اصلاح شود.

فارغ از این که پمپ‌های حرارتی زمین گرمایی یکی از گزینه‌های مناسب برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش گازهای گلخانه‌ای است اما لزوماً پمپ‌های حرارتی متکی به انرژی زمین گرمایی نیستند، بلکه به طور مستقل و تحت شرایط دیگری نیز می‌توانند همچنان مورد استفاده قرار گیرند و در عین حال دارای مصرف انرژی مناسبی باشند. راهکارهای برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی در سیستم‌های مجهز به پمپ حرارتی وجود دارد. به عنوان مثال در تصویر 8-12 نوعی چیدمان پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای برای بخش‌های متفاوت یک ساختمان دیده می‌شود که بخش سرمایشی آن متکی به برج خنک‌کننده و بخش گرمایی متکی به دیگ آب گرم است. البته متناسب با شرایط می‌توان به جای برج و دیگ از مبدل زمین گرمایی استفاده کرد.



**تصویر 6-12) نمونه‌ای از اجرای لوله‌های زمین‌گرمایی پمپ حرارتی**

**این نمونه در عمق دریاچه، برای بیمارستان 255 تختخوابی شرمن در ایلینوی آمریکا اجرا شده است. این بیمارستان مجهز به مراکز سرطان‌شناسی، امراض قلبی، زنان و زایمان، رادیولوژی، تروما و تقریباً تمامی فضاهای درمانی در شش طبقه دارای مساحتی در حدود 60000 متر مربع (645834 فوت مربع) است. عمق دریاچهٔ مورد استفاده برای نصب لوله‌های زمین گرمایی 5.5 متر (18 فوت) است. طول شبکهٔ لوله‌های پلی اتیلن 285 کیلومتر (177 مایل) است. این شبکه نیاز 11.9 مگاوات (3400 تن تبرید) بیمارستان را تأمین می‌کند. این سیستم دارای 175 مبدّل حرارتی و 757 دستگاه پمپ حرارتی آب به هواست.**

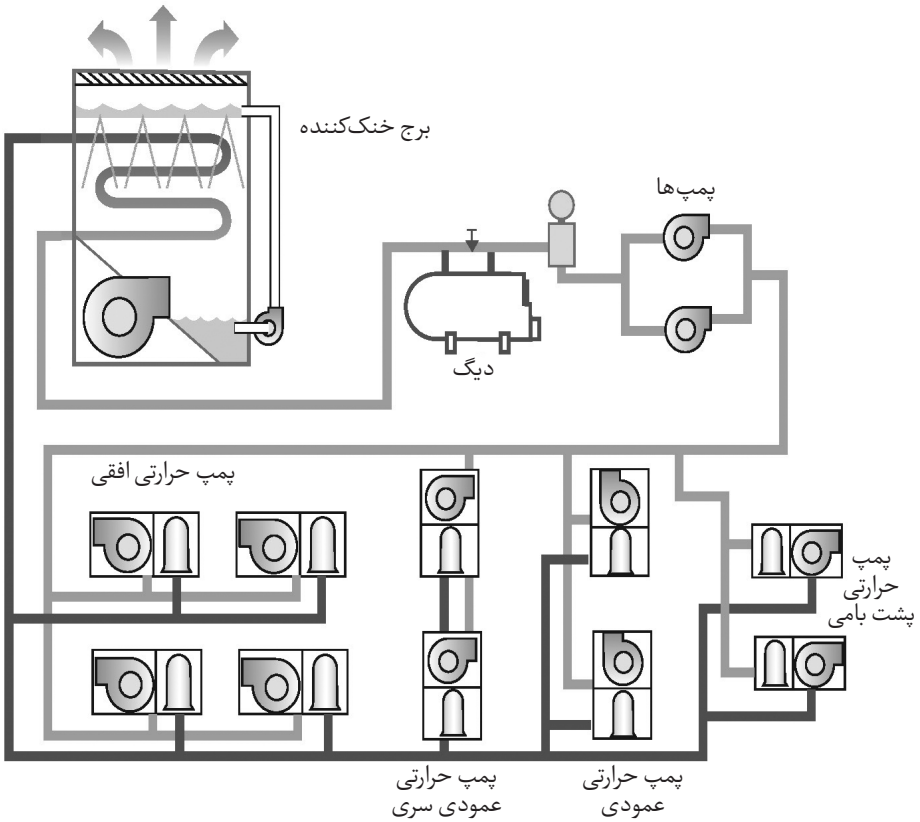



**تصویر 7-12) جزئیات اجرایی کلاف‌های عمودی و افقی شبکهٔ زمین‌گرمایی پمپ حرارتی**

پمپ‌های حرارتی منبع آب اغلب در ساختمان‌های تجاری و برای چند فضا استفاده می‌شود. گرمایش و سرمایش هر فضا در ساختمان توسط یک یا چند پمپ حرارتی تأمین می‌شود. مشابهٔ آنچه در تصویر 8-12 مشاهد می‌شود؛ یک سیستم توزیع آب، تمام پمپ‌های حرارتی را به یک حلقهٔ بستهٔ آب مشترک متصل می‌کند. این سیستم علاوه بر پمپ‌های حرارتی شامل اجزای زیر نیز هست:

- یک «دفع‌کنندهٔ گرما» که اغلب از برج خنک‌کننده برای دفع گرما استفاده می‌شود.
- یک «اضافه‌کنندهٔ گرما» که اغلب از دیگ آب گرم به عنوان تأمین کنندهٔ آب گرم استفاده می‌شود.
- یک حلقهٔ توزیع آب متشکل از لوله‌کشی، پمپ‌ها، جداکننده هوا، منبع انبساط و لوازم جانبی مرتبط.

وقتی که دمای حلقهٔ آب بین 60°F(16°C) و 90°F(32°C) حفظ شود، پمپ‌های حرارتی منبع-آب می‌توانند در حالت گرمایش یا سرمایش کار کنند.

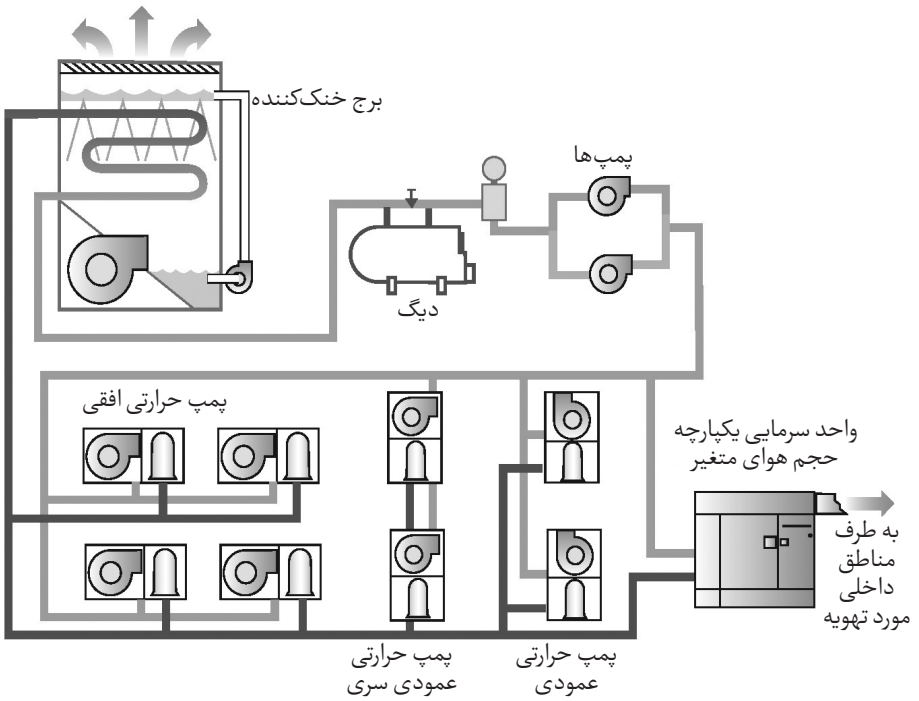



**تصویر 8-12) چیدمان پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای در یک سیستم مجهز به دیگ و برج خنک‌کننده برای بازیافت گرما. مناسب برای ساختمان‌های اداری با بارهای داخلی زیاد حتی در زمستان و بهره‌برداری صرفه‌جویانه در فصول بهار و پائیز. در این سیستم به جای برج و دیگ می‌توان از مبدل زمین گرمایی هم استفاده کرد.**

در هوای گرم، زمانی که تمام پمپ‌های حرارتی در حالت سرمایشی کار می‌کنند، گرما از هوا خارج و به حلقهٔ آب منتقل می‌شود. این باعث می شود تا دمای آب در حلقه بالا برود و حذف گرما از آب ضروری است. یک برج خنک‌کننده این گرما را به هوای بیرون دفع می‌کند و دمای آب خروجی را تقریباً 90°F(32°C) حفظ می‌کند.

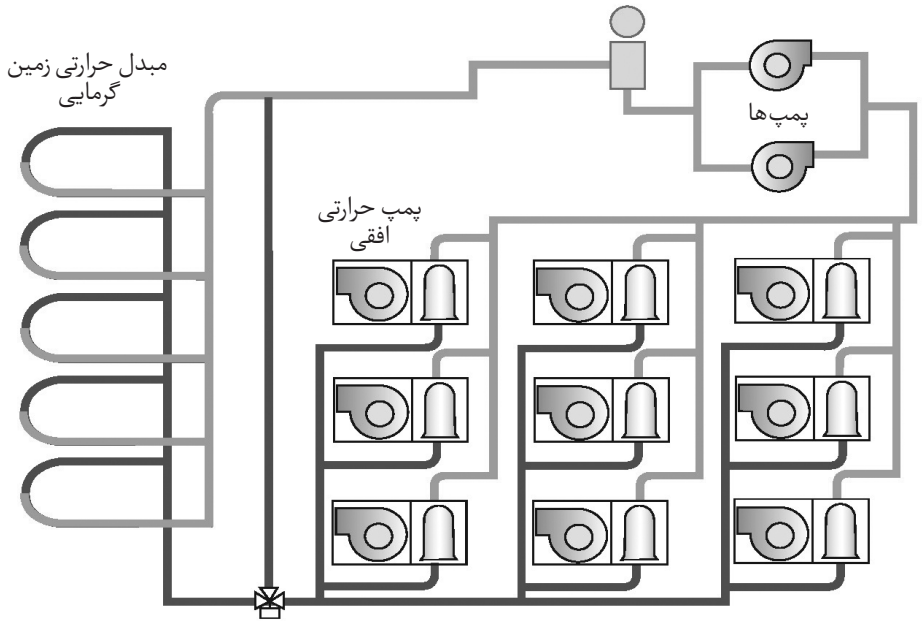
در هوای سرد، زمانی که بیشتر پمپ‌های حرارتی در حالت گرمایش کار می‌کنند، گرما از حلقهٔ آب خارج شده و به هوا منتقل می‌شود. این امر باعث می‌شود تا دمای آب در حلقهٔ کاهش یابد و لازم است که به حلقهٔ آب گرما اضافه شود. یک دیگ آب‌گرم این گرما را به حلقهٔ آب اضافه می‌کند و دمای آب خروجی را تقریباً 60°F(16°C) حفظ می‌کند.

هدف از به کارگیری چنین چیدمانی نوعی بازیافت گرما به ویژه در فصول بینابینی یعنی

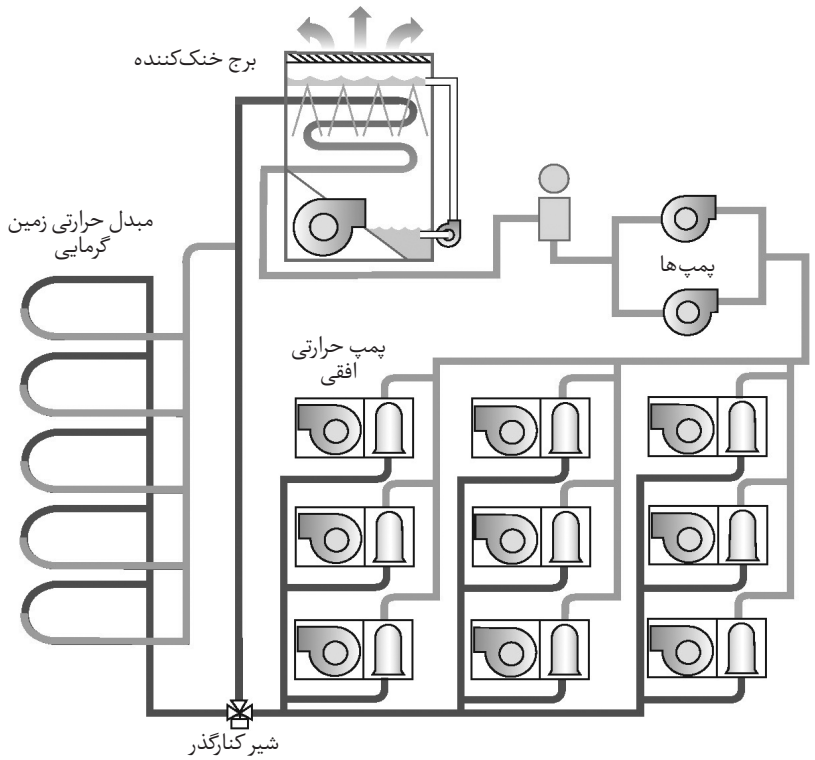



**تصویر 9-12) چیدمان مرکب پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای و یک واحد هواساز انبساط مستقیم از نوع جریان متغیر در یک سیستم مجهز به دیگ و برج خنک‌کننده برای بازیافت گرما. مناسب برای ساختمان‌های اداری با بارهای داخلی زیاد حتی در زمستان و بهره‌برداری صرفه‌جویانه در فصول بهار و پائیز. در این سیستم به جای برج و دیگ می‌توان از مبدل زمین گرمایی هم استفاده کرد. در این سیستم هواساز انبساط مستقیم (VAV) برای جبران بارهای مناطق داخلی مورد استفاده قرار می‌گیرد.**

بهار و پائیز است. بخشی از پمپ‌های حرارتی موظف به جبران بار گرمایی قسمت‌های پیرامونی سمت آفتاب و غلبه بر بارهای گرمایی داخلی ناشی از افراد و تجهیزات هستند و در عین حال در همین زمان بخشی از پمپ‌ها تأمین‌کنندهٔ بار قسمت‌هایی هستند که در سایه قرار گرفته‌اند. بنابراین در یک زمان بخشی از پمپ‌های حرارتی به صورت واحد سرمایشی و بخشی دیگر به صورت واحد گرمایشی کار می‌کنند. در این میان گرمای دفع شده از واحدهای سرمایشی مورد استفادهٔ واحدهایی قرار می‌گیرد که در حالت گرمایشی هستند و به این صورت امکان بازیافت گرما از تعدادی از پمپ‌های حرارتی برای پمپ‌های حرارتی دیگر به وجود می‌آید. در این نوع چیدمان اگر آب در دمای مطلوب یعنی بین 60°F(16°C) و 90°F(32°C) باشد، نیازی به کار دیگ و برج نخواهد بود.




**تصویر 10-12) چیدمان پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای با استفاده از مبدل زمین گرمایی. در این سیستم مبدل زمین گرمایی متناسب با دمای شبکه نقش گرمایی دیگ و سرمایی برج خنک‌کننده را به عهده دارد. در این سیستم در واقع گرما به طور کامل دفع نمی‌شود، بلکه برای زمانی متفاوت دیگری ذخیره می‌شود. در طول تابستان پمپ‌های حرارتی گرما را از ساختمان خارج و به زمین منتقل می‌کنند و وقتی ساختمان نیازمند گرمایش است این گرمای ذخیره شده مجدداً از زمین گرفته می‌شود. بنابراین در یک سیستم متعادل مقدار گرمای ذخیره شده در یک دورهٔ زمانی برابر با مقدار گرمای بازیافت شده است. این سیستم برای اقلیم‌های بسیار سرد و بسیار گرم به دلیل بزرگ شدن مبدل و وسعت زمین مورد نیاز، چندان مناسب نیست.**

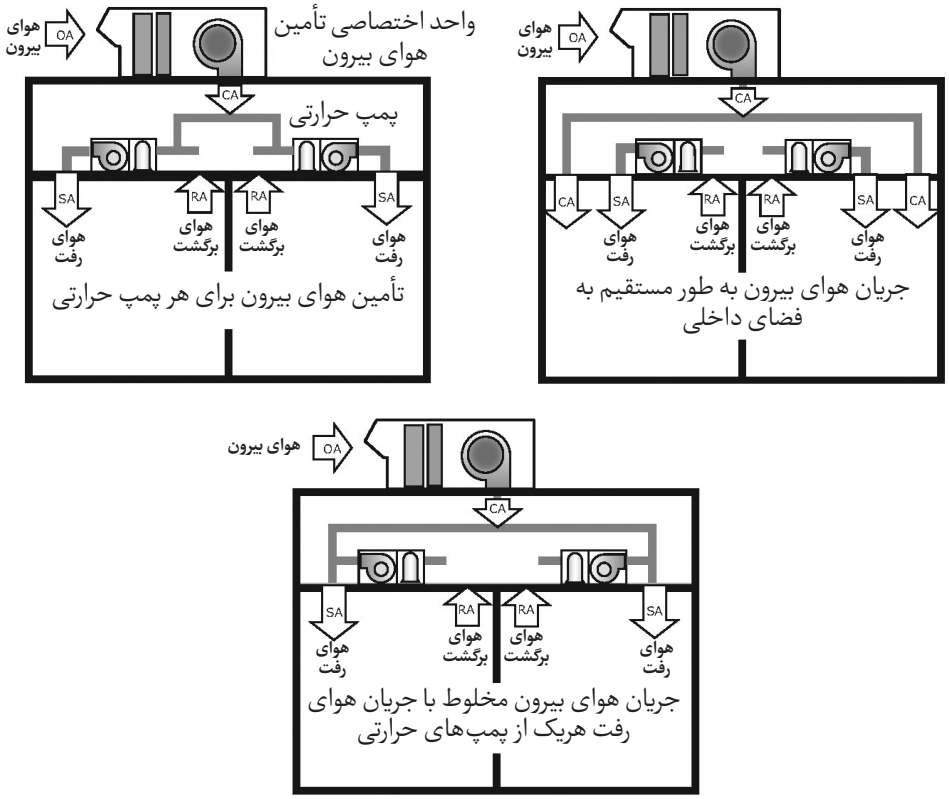



**تصویر 11-12) چیدمان پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای مرکب با استفاده از مبدل زمین گرمایی و برج خنک‌کننده مناسب کار برای اقلیم‌های بسیار گرم و یا اقلیم‌ها و کاربری‌هایی که نیاز سرمایی آنها بیشتر است. با حذف برج خنک‌کننده و اضافه کردن یک دیگ می‌توان از این سیستم ترکیبی برای اقلیم‌های سرد و یا اقلیم‌ها و کاربری‌هایی که نیازهای گرمایشی آنها بیش از نیاز سرمایی است، استفاده کرد.**

اگرچه در شبکهٔ پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای زمین گرمایی می‌توان از پمپ‌های دور ثابت استفاده کرد، اما به کارگیری پمپ‌ها به صورت جریان متغیر به کمک یک درایو فرکانس متغیر امکان بهتری را برای صرفه‌جویی در انرژی به وجود می‌آورد. واقعیت این است که به دلیل منطقه‌ای بودن پمپ‌های حرارتی احتمال خاموش بودن برخی از آنها در بسیاری از اوقات به دلیل عدم نیاز، زیاد است. در این صورت ضرورتی برای گردش تمام و کار کردن پمپ‌ها با تمام توان وجود ندارد. از این رو بهتر است هریک از پمپ‌های حرارتی مجهز به یک شیر دو حالته موتوری باشند تا به هنگام خاموش شدن کمپرسور مسیر گردش آب به آن پمپ حرارتی را مسدود کند. انسداد مسیر هریک از پمپ‌های حرارتی به معنای کاهش نیاز به دبی است. در این شرایط درایو فرکانس متغیر می‌تواند وارد عمل شده و از سرعت پمپ بکاهد. علاوه بر این وجود یک شیر سه

راهۀ کنارگذر به هنگام نیاز به دبی کمتر، بخشی از آب را به مسیر مبدل منحرف می‌کند و از افت فشار سیستم می‌کاهد.

پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای هم‌چون سایر تجهیزات پایانه‌ای یا اتاقی می‌توانند در سیستم DOAS که در فصل بعدی به آن پرداخته شده، به کار گرفته شوند که نمونه‌هایی از آن در تصویر 12-12 مشاهده می‌شود. در سیستم تأمین هوای تازه با واحد اختصاصی (DOAS)، هوای تازه به سه صورت وارد فضای مورد تهویه می‌شود. راه اول ارسال هوای تازه از طریق مسیر برگشت هریک از پمپ‌های حرارتی است. در گزینۀ دیگر می‌توان هوای تازه را به طور مستقیم در اختیار فضا قرار

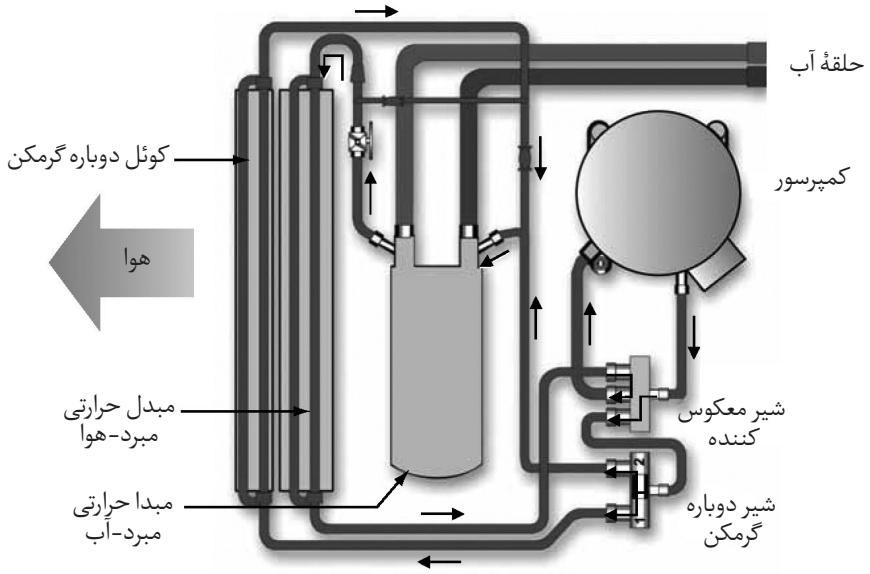



**تصویر 12-12) پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای در سیستم DOAS . امکان تأمین هوای تازه با یک واحد اختصاصی برای هریک از فضاهایی که توسط پمپ حرارتی تغذیه می‌شوند به سه طریق وجود دارد که در تصویر قابل مشاهده است. اول: تأمین هوای تازه از طریق مسیر برگشت پمپ حرارتی و اختلاط با هوای برگشت، دوم: تأمین هوای تازه به صورت مستقیم و سوم: تأمین هوای تازه از طریق مسیر رفت پمپ حرارتی.**

داد و در حالت سوم امکان اختلاط هوای تازه با هوای رفت پمپ حرارتی وجود دارد که این هر سه مورد در تصویر12-12 به نمایش درآمده است.

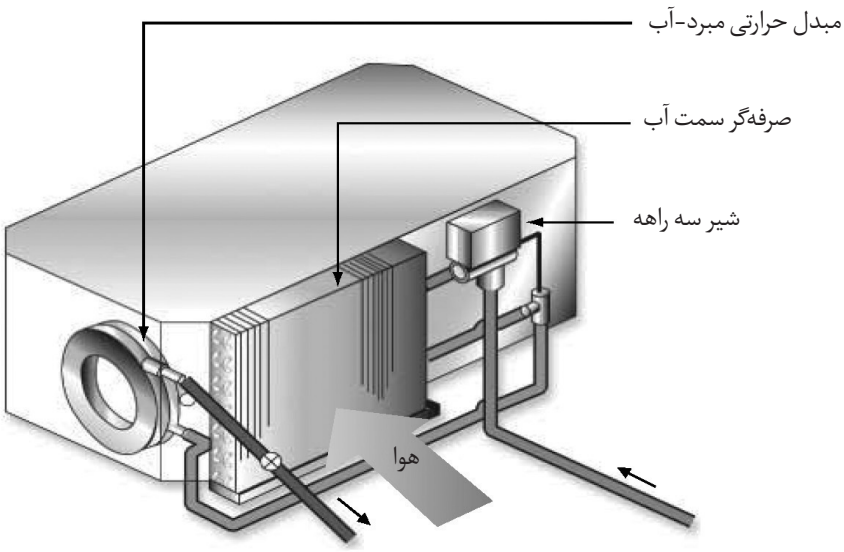
با تأمین هوای تازه از طریق واحد اختصاصی و در صورت لزوم رطوبت‌زدایی هوای تازه می‌توان پمپ حرارتی کم ظرفیت‌تری را از نظر سرمایشی انتخاب کرد. زیرا بخشی از بار سرمایشی توسط واحد اختصاصی جبران خواهد شد.

هرگاه به هر دلیلی امکان استفاده از واحد اختصاصی تأمین هوای تازه (DOAS) وجود نداشته باشد و در عین حال موضوع رطوبت گیری با کاهش دمای هوای ورودی به فضای مورد تهویه مطرح باشد، می‌توان از گرمای مبرد پمپ حرارتی در یک کوئل مجزا که بعد از اواپراتور قرار می‌گیرد به منظور متعادل سازی دمای هوای رفت استفاده کرد. چگونگی استقرار این مبدل و عملکرد آن در تصویر13-12 نمایش داده شده است.




**تصویر 13-12) استفاده از مبرد داغ پمپ حرارتی برای بازگرمایش به منظور متعادل سازی دما پس از فرایند سرمایش توأم با رطوبت‌گیری. مادامی که رطوبت نسبی در حد تنظیم شده مثلاً 60 درصد باشد، کوئل دوباره گرمکن در مدار قرار نمی‌گیرد و پمپ حرارتی در حالت سرمایش به عملکرد متداول خود ادامه می‌دهد؛ اما چنانچه حسگر، رطوبت نسبی بیشتری را گزارش کند، ولی دمای فضا در حد دلخواه مبتنی بر نقطهٔ تنظیم باشد، شیر مخصوص دوباره گرمکن بخشی از گاز داغ مبرد را به کوئل بازگرمایش یا دوباره گرمکن می‌فرستد. تحت این شرایط ضمن ممانعت از سرمایش زیاد رطوبت نسبی ثابت نگه داشته می‌شود.**

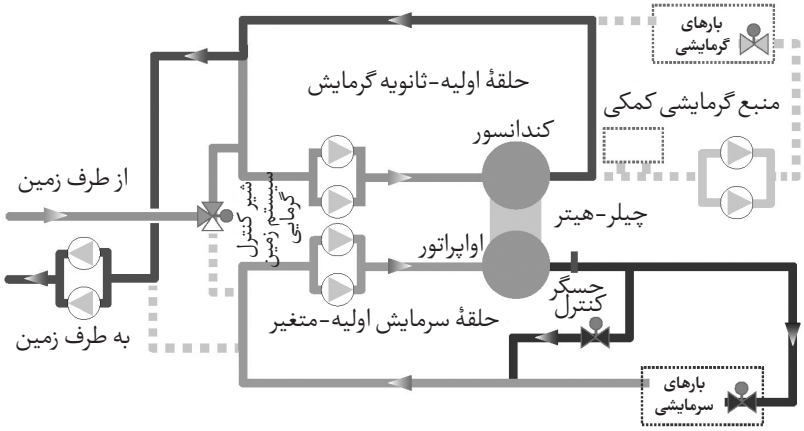
در آب و هوای خنک و به هنگامی که پمپ حرارتی برای گرمایش مناطق پیرامونی کار می‌کند، گرما از حلقهٔ آب جذب می‌شود و آشکار است که در این شرایط، دمای آب کاهش می‌یابد. اگر دمای آب از حد متعارف یعنی 45°F(7°C) پائین‌تر بیاید، می‌توان در صورت نیاز با استفاده از یک کوئل صرفه‌گر از خنکای آب برای سرمایش مناطق داخلی استفاده کرد. زیرا همان‌گونه که پیش از این نیز اشاره شد، پمپ‌های حرارتی منطقه‌ای که به صورت تجهیزات پایانه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرند لزوماً همگی - به ویژه در فصول بهار و پائیز -در حالت سرمایش و یا گرمایش نیستند. در این شرایط مفروض چنانچه آب به اندازهٔ کافی سرد شد، یک شیر سه راهه بخشی از آب را روانهٔ یک کوئل صرفه‌گر (Economizer Coil) می‌کند تا از کارکرد کمپرسور بکاهد. در واقع این شیوه نیز نوعی سرمایش مستقل (Free Coling) است، اما بدون برج خنک‌کننده.



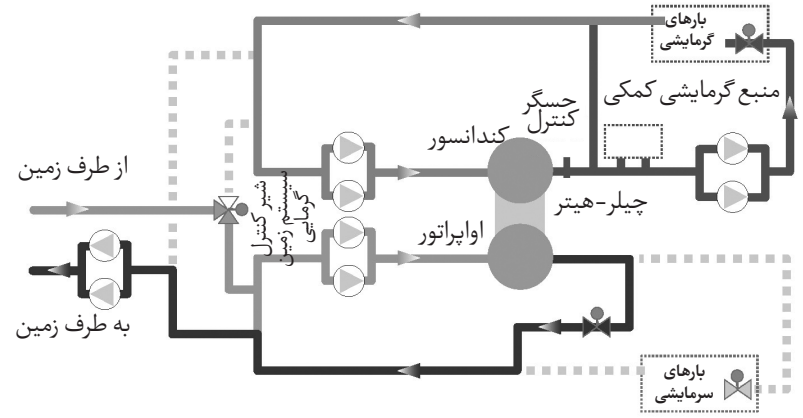

**تصویر 14-12) استفاده از کوئل صرفه‌گر در سمت آب پمپ حرارتی**

## ۱۳-۱) استفاده از چیلر/هیتر زمین گرمایی

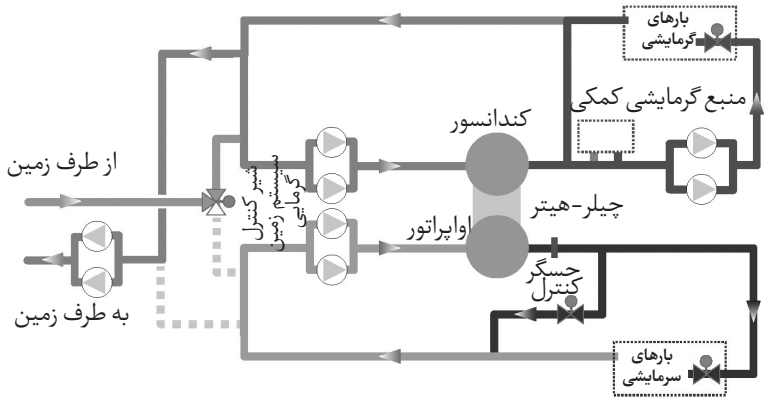
چیلر/هیترها نیز مانند پمپ‌های حرارتی با استفاده از سازوکار زمین گرمایی این امکان را دارند تا متناسب با فصل آب خنک و گرم تهیه کنند، به علاوه امکان سرمایش و گرمایش همزمان را نیز دارند. در این سیستم چیدمان به گونه‌ای است که می‌توان از کندانسور به عنوان مولد گرمایشی استفاده کرد. عملکرد چیلر/هیترها در سه وضعیت، فقط سرمایی، فقط گرمایی و سرمایی/گرمایی در تصاویری که در ادامه می‌آید، مشخص است.




**تصویر 1-13) چیلر/هیتر در وضعیت سرمایشی. دستگاه در این وضعیت همانند یک سیستم خنک‌کنندهٔ تراکمی متعارف عمل می‌کند با این تفاوت که کندانسور توسط زمین خنک شده و مبرد را تقطیر می‌کند. شیر کنترل در حالتی قرار گرفته است که مسیر اواپراتور مسدود و مسیر کندانسور باز باشد. پمپ‌های حلقهٔ زمین گرمایی هم براساس گرمای دفع شدهٔ کندانسور کنترل می‌شود.**




**تصویر 2-13) چیلر/هیتر در وضعیت گرمایشی. در این وضعیت عمل تبخیر در اواپراتور صورت می‌گیرد تا امکان تقطیر در کندانسور و ایجاد گرما مهیا شود. بنابراین در حلقهٔ اواپراتور هیچ بار سرمایشی وجود نخواهد داشت و کوئل اواپراتور با آب حلقهٔ زمین گرمایی ارتباط مستقیم دارد و شیر کنترل نیز در وضعیت انسداد مسیر کندانسور و باز بودن مسیر اواپراتور قرار دارد. در این حالت گرمای دفع شدهٔ از کندانسور صرف جبران بار گرمایی می‌شود و در این حلقه یک مولد گرمایشی کمکی نیز قرار می‌گیرد تا در صورت لزوم کمبود ظرفیت گرمایی را تأمین کند. در این وضعیت ظرفیت چیلر/هیتر براساس دمای حلقهٔ گرمایش و پمپ حلقهٔ زمین گرمایی نیز براساس انرژی خط رفت به اواپراتور کنترل می‌شوند.**




**تصویر 3-13) چیلر/هیتر در وضعیت سرمایشی/گرمایشی که در آن بار سرمایشی بیشتر از بار گرمایی است. اصولاً در وضعیت همزمان اساس گردش آب زمین گرمایی و حالت قرار گرفتن شیر تابعی از غالب بودن بار سرمایشی بر گرمایشی و یا برعکس است. در این تصویر شیر و گردش آب حلقهٔ زمین گرمایی نشانگر بیشتر بودن بار سرمایشی بر گرمایشی است. در این حالت انرژی گرمایی مازاد از طریق حلقهٔ زمین گرمایی دفع می‌شود و سیستم همانند وضعیت متعارف سرمایشی کار می‌کند با این تفاوت که بخش قابل توجهی از گرمای کندانسور متناسب با دمای حلقهٔ آن صرف گرمایش ساختمان می‌شود و از این رو دبی آب حلقهٔ زمین گرمایی براساس نیازهای گرمایی کنترل می‌شود. چنانچه بار گرمایشی همزمان بیش از بار سرمایشی باشد، حلقهٔ کندانسور مشابه وضعیت گرمایشی چیلر/هیتر که در تصویر قبل نمایش داده شد عمل می‌کند. در حالت گرمایش و سرمایش همزمان، حلقهٔ آب زمین گرمایی متناسب با کم یا زیاد بودن بار در حلقهٔ سرمایش یا گرمایش نقش تعدیل‌کننده دارد.**




**تصویر 4-13) نمونه‌ای از چیلر / هیتر ساخت شرکت ترین**

### ۱۴-۱) استفاده از کندانسور آبی

در اقلیم‌های مرطوب امکان استفاده از چیلر با کندانسور آبی وجود ندارد؛ اما در اقلیم‌های دیگر از نظر مصرف بهینهٔ انرژی انتخاب چیلر با کندانسور آبی بهتر از استفاده از کندانسور هوایی است. البته فارغ از موضوع مصرف انرژی هریک دارای معایب و مزایایی هستند که در شرایط خاص هر پروژه می‌توانند تبدیل به یک عامل مهم برای انتخاب شوند؛ اما علی‌رغم وجود موارد استثنایی به طور کلی می‌توانیم گفت که کندانسور آبی برتری قابل توجهی نسبت به کندانسور هوایی دارد. فهرست‌وار مزایا و معایب هر یک را مرور می‌کنیم:

- کندانسورهای هوایی از کوئل‌های پره‌دار به عنوان مبدل تقطیر استفاده می‌کنند و حال این که کندانسورهای آبی به طور معمول دارای مبدل پوسته و لوله هستند و بازده مبدل‌های پوسته و لوله بهتر از مبدل‌های کوئلی پره‌دار است.
- گرمای دفع شده توسط کندانسور هوایی تقریباً غیرقابل بازیافت است و گرما به طور مستقیم در جو رها می‌شود؛ اما در کندانسورهای آبی از آنجاکه گرما به واسطی چون آب منتقل می‌شود، امکان بازیافت آن وجود دارد.
- فشار تقطیر مبرد در کندانسورهای هوایی بالاست و حال این که فشار تقطیر در کندانسورهای هوایی به اندازهٔ قابل ملاحظه‌ای پائین‌تر است.
- پائین بودن فشار تقطیر موجب کاهش اختلاف فشار بین اواپراتور و کندانسور می‌شود. در نتیجه انرژی مصرفی کمپرسور در چیلرهایی با کندانسور آبی کمتر از چیلرهایی با کندانسور هوایی است.
- انتقال حرارت و تقطیر در کندانسورهای هوایی وابسته به دمای خشک هواست، در صورتی که کندانسورهای آبی با چند درجه بالاتر از دمای مرطوب محیط به کمک برج خنک‌کننده قادر به تقطیر مبرد هستند.
- مقداری از آب در گردش بین کندانسور آبی و برج خنک‌کننده تبخیر می‌شود و باید جریان مستمر آب جبرانی برای ادامه کار برج خنک‌کننده وجود داشته باشد. این مورد از جمله مواردی است که برخی با بزرگنمایی و بدون تحلیل دقیق آن را بزرگترین عیب کندانسورهای آبی دانسته و به طور کلی استفاده از کندانسور آبی و برج خنک‌کننده را رد می‌کنند. در حالی که در محاسباتی که در ادامه خواهد آمد خواهیم دید که این نقص چندان تعیین کننده و عمده نیست. علاوه براین در کشوری چون ایران که بیش از90 درصد از تولید برق آن وابسته به نیروگاه‌های حرارتی است نمی‌توان چنین عارضه‌ای را بیش از آن‌چه ارزش دارد بزرگ کرد. زیرا

بخش زیادی از آب در نیروگاه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد[1] و با توجه به اتلاف انرژی در خطوط انتقال در یک نگاه کلی در خواهیم یافت که آب و انرژی تلف شده در مقیاس کلان بسیار بیشتر و پرداختن به آن بسیار مهم‌تر از توجه به یک پروژه خرد است. زیرا در یک پروژه اگر چه ممکن است از طریق گزینش کندانسور هوایی مقداری از مصرف آب کاست، اما به طور پنهان بیش از این مقدار آب در مصرف برق، مورد استفاده قرار می‌گیرد. گذشته از این تأمین خنکای آب برای تقطیر مبرد در کندانسور آبی تنها وابسته به وجود برج خنک‌کننده نیست، بلکه همانطور که در بخش‌های پیشین اشاره شد استفاده از خنکای زمین و بهره‌گیری از حلقه‌های زمین گرمایی، به طور کلی استفاده از برج خنک‌کننده و تأمین آب جبرانی را منتفی می‌کند.

- سرمایه‌گذاری اولیه برای استفاده از کندانسور آبی با توجه به خرید و نصب برج خنک‌کننده، پمپ‌های برج خنک‌کننده و لوله‌کشی بین کندانسور و برج بیش از استفاده از کندانسور هوایی است. اگر چه کندانسورهای هوایی هم نیاز به لوله‌کشی مبرد بین واحد داخلی و خارجی دارند. اما در هر حال هزینهٔ اولیهٔ برای نصب و راه‌اندازی کندانسورهای آبی بدون هیچ تردیدی بیشتر است. نکته در این است که با توجه به مصرف انرژی کمتر کندانسور آبی نسبت به کندانسور هوایی، هزینهٔ اولیه پس از چند سال باز خواهد گشت.

**مثال:** در جدول 1-14 مصرف انرژی ساعتی برای تأمین بار سرمایی از 8 صبح تا 10 شب درج شده و تأمین‌کنندهٔ بار، چیلر با کندانسور هوایی است. در ستون‌های بعدی مصرف انرژی با چیلر پیشنهادی که از نوع کندانسور آبی است نیز درج شده است. نتایج بررسی ارقام جدول نشان می‌دهد که اختلاف قابل ملاحظه‌ای از نظر مصرف انرژی بین دو چیلر حاضر (با کندانسور هوایی) و چیلر پیشنهادی (با کندانسور آبی) وجود دارد. مصرف چیلر با کندانسور هوایی 3915 kWh و مصرف چیلر با کندانسور آبی 1803 kW و اختلاف این دو 2112 kW است. در بار اوج که 300 تن تبرید است، بازده چیلر با کندانسور آبی برابر با 1.2 و بازده چیلر با کندانسور هوایی فقط 0.57 است و همین باعث شده تا در تأمین بار حداکثر (300 RT) صرفه‌جویی در مصرف انرژی 189 kW باشد:

$$300 \times (1.2 - 0.57) = 189\ \text{kW}$$

در جدول 2-14 نیز سایر عوامل مصرف‌کنندهٔ انرژی مانند برج خنک‌کننده و پمپ‌های برج و نیز مصرف آب مد نظر قرار گرفته است.

---

1- براساس گزارش US Energy Information Administration در سال 2015 به ازای هر کیلووات ساعت انرژی 15 گالن آب مصرف شده است. ضمناً باید توجه داشت که برای استحصال و انتقال سوخت اعم از جامد یا مایع نیز مقدار قابل توجهی آب مصرف می‌شود.

**جدول 1-14) مقایسهٔ مصرف انرژی چیلر با کندانسور هوایی و چیلر با کندانسور آبی مربوط به مثال**

| ساعات کار | تعداد ساعت A | بار سرمایش (RT) B | بازده چیلر کندانسور هوایی (kW/RT) C | مصرف چیلر کندانسورهوایی (kWh) A × B × C | بازده چیلر کندانسور آبی (kW/RT) D | مصرف چیلر کندانسور آبی (kWh) A × B × D |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0800–0900 | 1 | 200 | 1.3 | 260 | 60.0 | 120 |
| 0900–1000 | 1 | 200 | 1.3 | 260 | 60.0 | 120 |
| 1000–1100 | 1 | 225 | 1.3 | 293 | 59.0 | 133 |
| 1100–1200 | 1 | 225 | 1.3 | 293 | 59.0 | 133 |
| 1200–1300 | 1 | 250 | 1.25 | 313 | 58.0 | 145 |
| 1300–1400 | 1 | 300 | 1.2 | 360 | 57.0 | 171 |
| 1400–1500 | 1 | 250 | 1.25 | 313 | 58.0 | 145 |
| 1500–1600 | 1 | 250 | 1.25 | 313 | 58.0 | 145 |
| 1600–1700 | 1 | 250 | 1.25 | 313 | 58.0 | 145 |
| 1700–1800 | 1 | 200 | 1.3 | 260 | 60.0 | 120 |
| 1800–1900 | 1 | 200 | 1.3 | 260 | 60.0 | 120 |
| 1900–2000 | 1 | 200 | 1.3 | 260 | 60.0 | 120 |
| 2000–2100 | 1 | 150 | 1.4 | 210 | 62.0 | 93 |
| 2100–2200 | 1 | 150 | 1.4 | 210 | 62.0 | 93 |
| | | | | 3915 | | 1803 |

به کیلووات بر تن چیلر کندانسور آبی، می‌توان 0.15 کیلووات بر تن بابت مصرف برق فن برج و پمپ‌ها افزود که باز در این صورت نیز اختلاف مصرف انرژی چیلر با کندانسور هوایی نسبت به چیلر با کندانسور آبی قابل توجه خواهد بود.

در مورد مصرف آب نیز باید اشاره کرد که حدود 1.5 درصد از آب در گردش کندانسور آبی صرف تبخیر و زیرآب کشی برج می‌شود. در صورتی‌که اختلاف دمای آب رفت و برگشت کندانسور 5.6°C(10°F)باشد؛ دبی 0.19 لیتر بر ثانیه یا 3 گالن در دقیقه به ازای هر تن تبرید خواهد بود. در این صورت مصرف آب برابر است با:

$$0.19\ \text{L/s per RT} \times 1.5\% = 0.285\ \text{L/s per RT} = 1.026\ \text{m3/h per RT}$$

یا 4.5 gpm به ازای هر تن تبرید. لازم به یادآوری است که با توجه به مباحث پیشین دربارهٔ افزایش اختلاف دما و کاهش دبی، مقدار مصرف آب ناشی از تبخیر و دفعات زیرآب‌کشی هم کمتر خواهد شد.

**جدول 2-14) مصرف برق برج خنک‌کننده و پمپ‌ها و مصرف آب برای چیلر با کندانسور آبی مورد مثال**

| ساعات کار | تعداد ساعت<br>A | بار سرمایش<br>(RT)<br>B | مصرف برج خنک‌کننده و پمپ‌ها<br>kWh<br>A × B × 0.15 kW/RT | مصرف آب جبرانی<br>m3<br>B × (1.02 × 10 -2) |
|---|---|---|---|---|
| 0800-0900 | 1 | 200 | 30 | 2.04 |
| 0900-1000 | 1 | 200 | 30 | 2.04 |
| 1000-1100 | 1 | 225 | 34 | 2.30 |
| 1100-1200 | 1 | 225 | 34 | 2.30 |
| 1200-1300 | 1 | 250 | 38 | 2.55 |
| 1300-1400 | 1 | 300 | 45 | 3.06 |
| 1400-1500 | 1 | 250 | 38 | 2.55 |
| 1500-1600 | 1 | 250 | 38 | 2.55 |
| 1600-1700 | 1 | 250 | 38 | 2.55 |
| 1700-1800 | 1 | 200 | 30 | 2.04 |
| 1800-1900 | 1 | 200 | 30 | 2.04 |
| 1900-2000 | 1 | 200 | 30 | 2.04 |
| 2000-2100 | 1 | 150 | 23 | 1.53 |
| 2100-2200 | 1 | 150 | 23 | 1.53 |
| | | | 458 | 31.11 |

مطابق جدول1-14 ، اختلاف مصرف روزانهٔ انرژی 2112kWh است که مطابق جدول2-14 می‌باید مقدار 458 kWh بابت مصارف برقی دیگر برای پمپ‌ها و فن برج از آن کاست. بنابراین اختلاف بین مصرف انرژی دو گونهٔ چیلر به 1654 kWh در روز می‌رسد.

مصرف آب نیز به طور روزانه برابر با 31.11 مترمکعب است. حال اگر تعرفه‌های آب و برق در اختیار باشد می‌توان هزینه‌های مربوط به انرژی را برای یک سال محاسبه کرد. در اینجا تعرفه را برابر یک واحد اختیار و نماد # را برای آن استفاده می‌کنیم. برای تعرفهٔ برق از حرف E و برای تعرفه آب از حرف W و برای نرخ دیماند ماهیانهٔ برق از حرف D استفاده می‌کنیم تا از این طریق بتوانیم بدون استفاده از واحد پولی خاص روش محاسبهٔ نرخ انرژی را نشان دهیم. بدیهی است در صورت در اختیار داشتن واحد پولی مشخص و نرخ تعرفهٔ معین می‌توانیم به جای نماد # و یا حروف اختصاری، از نماد پولی معین و نرخ تعرفهٔ مشخص استفاده کنیم. در محاسبهٔ هزینه، معیار مصرف انرژی چیلر با کندانسور آبی است. بنابراین آن چه حاصل خواهد شد در واقع نرخ

صرفه‌جویی سالیانهٔ مصرف انرژی در صورت استفاده از چیلر با کندانسور آبی است. مقدار صرفه‌جویی نرخ هزینهٔ انرژی سالیانه برابر است با:

تعرفهٔ برق: # 0.10/kWh

دیماند ماهیانهٔ برق: # 10/kW

تعرفهٔ آب: # $1/m^3$

بنابراین:

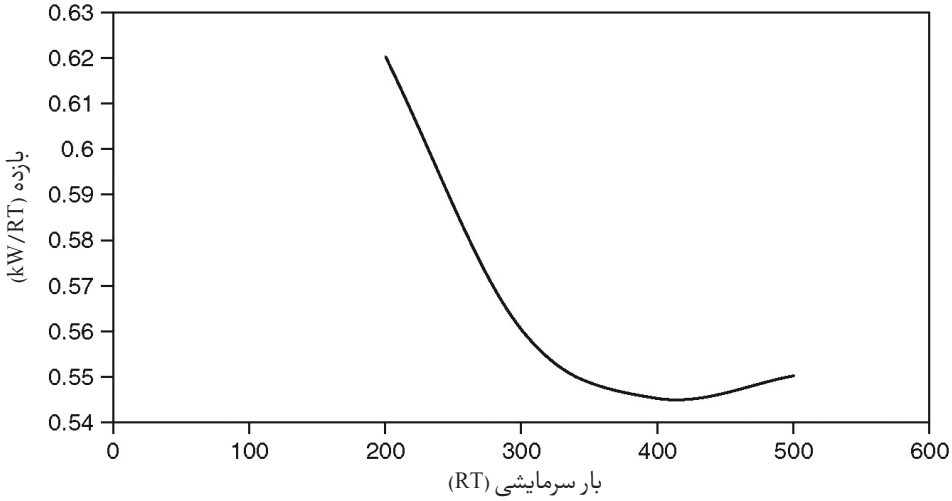
$$[91654\,kWh/day \times E) - (31.11\,m3/day \times W)] \times days/year + [189\,kW \times D \times 12\,months/year]$$

$$[91654 \times 0.1) - (31.11 \times 1)] \times 365 + [189 \times 10 \times 12] = \#\,71700$$

حال اگر واحد پولی را دلار فرض کنیم و به جای # از $ استفاده کنیم که در واقع در مثال مرجع هم، چنین بوده است؛ نتیجه خواهیم گرفت که استفاده از یک چیلر با کندانسور آبی با ظرفیت 300 تن تبرید به جای یک چیلر با کندانسور هوایی، سالیانه 71700 دلار صرفه‌جویی در هزینهٔ مصرف انرژی به همراه خواهد داشت. از این رو هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه خیلی زود جبران خواهد شد. نکتهٔ قابل توجه دیگر این است که هر چه نرخ حامل‌های انرژی واقعی‌تر باشند، صرفه‌جویی در مصرف انرژی معنی‌دارتر و در ظرفیت‌های بیشتر نمایان‌تر می‌شود. قطع نظر از سود و زیان اقتصادی، مصرف بهینهٔ انرژی حافظ کره زمین و تنها راه بقاست که در هیچ معادلهٔ اقتصادی نمی‌گنجد. بنابراین در حال حاضر فقط کاهش مصرف انرژی فارغ از معادلات اقتصادی خود برترین مزیت محسوب می‌شود.

## ۱۵-۱) تعیین صحیح تعداد چیلر برای تأمین ظرفیت لازم

در ابتدا چنین به نظر می‌رسد که تعیین تعداد چیلر یا چیلرها برای تأمین ظرفیت، کاری ساده است و تأثیری بر مصرف انرژی ندارد و یا حداقل تأثیر آن چندان معنی‌دار نیست. اما در واقع چنین نیست. می‌دانیم که ضریب کارایی و بازده چیلرها در بارهای جزیی به طور محسوسی تغییر می‌کند و یا به عبارت دیگر کیلووات بر تن تبرید چیلر در بارهای کم، بیشتر و به تبع آن انرژی بیشتری مصرف می‌شود. نمودار تصویر 1-15 نمونه‌ای از تغییر بازده (kW/RT)چیلر را نمایش می‌دهد. همان‌گونه که در نمودار مشاهده می‌شود؛ کیلووات بر تن تبرید چیلر مورد مثال در بار400 تن تبرید در حدود 0.55 است؛ در حالی که همین چیلر در بار جزیی 200 تن تبرید دارای بازده حدود 0.62 kW/RT است. به طور معمول بازدهی مناسب چیلرها در دامنهٔ ظرفیت 60 تا 100 درصد و نقطهٔ بهینه بیشتر80 درصد است. برای تعیین ضریب کارایی (COP) و یا بازده (kW/RT) می‌توان به کاتالوگ و جزوات فنی سازندگان چیلر مراجعه کرد، مشروط بر این که محصول سازندگان از سوی مؤسسات ذیصلاح آزمایش و تأیید شده باشد.




**تصویر 1-15) نسبت بار سرمایی بر حسب تن تبرید با بازده چیلر برحسب کیلووات بر تن تبرید**

**مثال:** نمودار بار سرمایی ساعتی یک ساختمان در تصویر 2-15 مشاهده می‌شود. مطابق این نمودار حداکثر وقوع بار سرمایی به مقدار 1800 تن تبرید در حدود ساعت یک بعد از ظهر و کمترین به مقدار تقریباً 500 تن تبرید در 5 تا 6 صبح است. از آنجاکه بیشترین بار سرمایی 1800 RT است. در اینجا سه گزینه را از نظر مصرف انرژی مورد بررسی قرار می‌دهیم:

- **گزینهٔ اول:** استفاده از یک چیلر با ظرفیت 1800 RT ؛
- **گزینهٔ دوم:** استفاده از دو چیلر هر یک به ظرفیت 1000 RT ؛
- **گزینهٔ سوم:** استفاده از دو چیلر هر یک با ظرفیت 650 RT به علاوهٔ یک چیلر با ظرفیت 500 RT .

برای تعیین مصرف انرژی چیلر می‌توان از رابطهٔ زیر استفاده کرد:

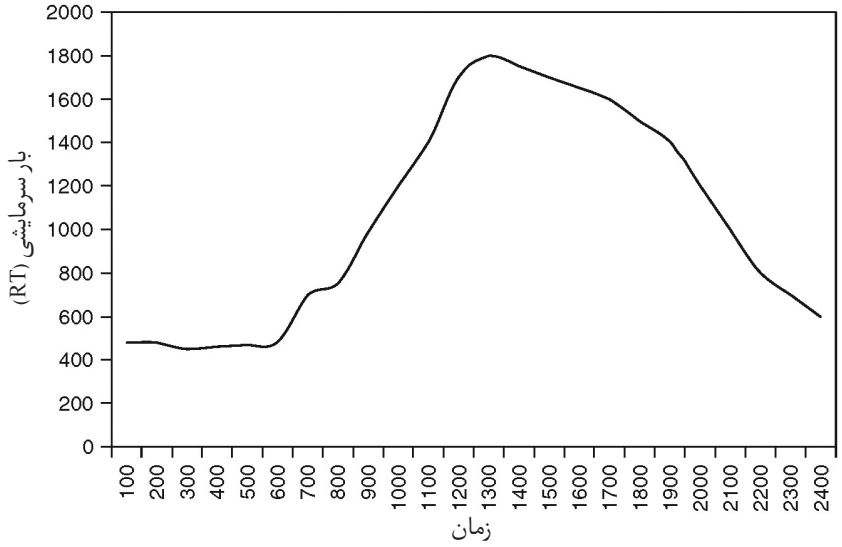
$$E_{cons.} = Q \times H \times Ef$$

که در آن $E_{cons}$ مصرف انرژی برحسب kWh و Q بار سرمایی بر حسب RT و H ساعات کار و Ef. بازده چیلر در بار مورد نظر برحسب kW/RT است. اطلاعات مربوط به بازده چیلر متناسب با بار و ظرفیت برای چیلر 1800 RT در جدول 1-15 و اطلاعات بازده چیلرهای 1000,650,500 تن تبرید متناسب با بار در جدول 2-15 ذکر شده است. با کمک این اطلاعات می‌توان مطابق جدول 3-15 مقدار مصرف انرژی چیلر 1800 RT را برای 24 ساعت تعیین کرد.

جدول 4-15 نیز حاوی اطلاعات مربوط به دو چیلر 1000 RT و مقدار مصرف انرژی آنها در یک شبانه روز است.

در جدول 5-15 نیز مقدار مصرف انرژی 24 ساعته برای دو چیدمان مرکب دو چیلر RT 650 و یک چیلر RT 500 آمده است. با مقایسهٔ مقادیر مصرف به دست آمده از هر یک از جداول می‌توان، نتیجه نهایی را در جدول 6-15 مشاهده کرد.

جدول 6-15 نشان می‌دهد که انتخاب دو چیلر هر یک با ظرفیت 1000 تن تبرید به صورت سالیانه مقدار 159505 کیلووات ساعت نسبت به انتخاب یک چیلر به ظرفیت 1800 تن تبرید در مصرف انرژی صرفه‌جویی می‌کند. همین جدول نشان می‌دهد که دو چیلر هر یک به ظرفیت 1000تن تبرید، مقدار 52925 کیلووات ساعت کمتر از دو چیلر 650 به علاوهٔ یک چیلر 500 تن تبرید به صورت سالیانه مصرف می‌کند. بنابراین از منظر صرفه‌جویی در مصرف انرژی، انتخاب دو چیلر 1000 تن تبرید بر دو گزینه دیگر برتری دارد.




**تصویر 2-15) بار سرمایی ساختمان مورد مثال در طول 24 ساعت**

**جدول 1-15) بازده چیلر 1800 تن تبرید متناسب با بار سرمایی**

| درصد بار سرمایی | ظرفیت سرمایشی (RT) | بازده (kW/RT) |
|---|---|---|
| 100 | 1800 | 0.58 |
| 90 | 1620 | 0.57 |
| 80 | 1440 | 0.57 |
| 70 | 1260 | 0.57 |
| 60 | 1080 | 0.58 |
| 50 | 900 | 0.60 |
| 40 | 720 | 0.64 |
| 30 | 540 | 0.71 |
| 20 | 360 | 0.91 |

**جدول 2-15) بازده چیلر 1000, 650 , 500 تن تبرید متناسب با بار سرمایی**

| درصد بار سرمایی | بازده چیلر 500RT (kW/RT) | بازده چیلر 600RT (kW/RT) | بازده چیلر 1000RT (kW/RT) |
|---|---|---|---|
| 100 | 0.60 | 0.59 | 0.59 |
| 90 | 0.60 | 0.59 | 0.58 |
| 80 | 0.60 | 0.59 | 0.58 |
| 70 | 0.61 | 0.60 | 0.59 |
| 60 | 0.62 | 0.61 | 0.60 |
| 50 | 0.65 | 0.63 | 0.63 |
| 40 | 0.71 | 0.68 | 0.68 |
| 30 | 0.79 | 0.75 | 0.75 |
| 20 | 0.98 | 0.95 | 0.90 |

**جدول 3-15) تعیین بار ساعتی و جمع کل 24 ساعته برای یک چیلر 1800RT**

| زمان | بار (RT) | ظرفیت (RT) | بار (%) | بازده (kW/RT) | مصرف (kW) |
|---|---|---|---|---|---|
| 0100 | 480 | 1800 | 27 | 0.80 | 384 |
| 0200 | 480 | 1800 | 27 | 0.80 | 384 |
| 0300 | 450 | 1800 | 25 | 0.80 | 360 |
| 0400 | 460 | 1800 | 26 | 0.80 | 368 |
| 0500 | 470 | 1800 | 26 | 0.80 | 376 |
| 0600 | 480 | 1800 | 27 | 0.80 | 384 |
| 0700 | 700 | 1800 | 39 | 0.64 | 448 |
| 0800 | 750 | 1800 | 42 | 0.64 | 480 |
| 0900 | 984 | 1800 | 55 | 0.59 | 581 |
| 1000 | 1200 | 1800 | 67 | 0.57 | 689 |
| 1100 | 1400 | 1800 | 78 | 0.57 | 798 |
| 1200 | 1700 | 1800 | 94 | 0.58 | 978 |
| 1300 | 1800 | 1800 | 100 | 0.58 | 1044 |
| 1400 | 1750 | 1800 | 97 | 0.58 | 1015 |
| 1500 | 1700 | 1800 | 94 | 0.58 | 978 |
| 1600 | 1650 | 1800 | 92 | 0.57 | 941 |
| 1700 | 1600 | 1800 | 89 | 0.57 | 912 |
| 1800 | 1500 | 1800 | 83 | 0.57 | 855 |
| 1900 | 1400 | 1800 | 78 | 0.57 | 798 |
| 2000 | 1200 | 1800 | 67 | 0.57 | 689 |
| 2100 | 1000 | 1800 | 56 | 0.59 | 590 |
| 2200 | 800 | 1800 | 44 | 0.62 | 496 |
| 2300 | 700 | 1800 | 39 | 0.64 | 448 |
| 2400 | 600 | 1800 | 39 | 0.69 | 414 |
| | | | | جمع کل | **15408** |

**جدول 4-15) تعیین بار ساعتی و جمع کل 24 ساعته برای دو چیلر 1000RT**

| زمان | بار (RT) | ظرفیت (RT) | بار (%) | بازده (kW/RT) | مصرف (kW) |
|---|---|---|---|---|---|
| 0100 | 480 | 1000 | 48 | 0.64 | 307 |
| 0200 | 480 | 1000 | 48 | 0.64 | 307 |
| 0300 | 450 | 1000 | 45 | 0.66 | 297 |
| 0400 | 460 | 1000 | 46 | 0.65 | 299 |
| 0500 | 470 | 1000 | 47 | 0.65 | 306 |
| 0600 | 480 | 1000 | 48 | 0.64 | 307 |
| 0700 | 700 | 1000 | 70 | 0.59 | 413 |
| 0800 | 750 | 1000 | 75 | 0.59 | 443 |
| 0900 | 984 | 1000 | 98 | 0.59 | 581 |
| 1000 | 1200 | 2000 | 60 | 0.60 | 720 |
| 1100 | 1400 | 2000 | 70 | 0.59 | 826 |
| 1200 | 1700 | 2000 | 85 | 0.58 | 986 |
| 1300 | 1800 | 2000 | 90 | 0.58 | 1044 |
| 1400 | 1750 | 2000 | 88 | 0.58 | 1015 |
| 1500 | 1700 | 2000 | 85 | 0.58 | 978 |
| 1600 | 1650 | 2000 | 83 | 0.58 | 957 |
| 1700 | 1600 | 2000 | 80 | 0.58 | 928 |
| 1800 | 1500 | 2000 | 75 | 0.59 | 885 |
| 1900 | 1400 | 2000 | 70 | 0.59 | 826 |
| 2000 | 1200 | 2000 | 60 | 0.60 | 720 |
| 2100 | 1000 | 1000 | 100 | 0.59 | 590 |
| 2200 | 800 | 1000 | 80 | 0.58 | 464 |
| 2300 | 700 | 1000 | 70 | 0.59 | 413 |
| 2400 | 900 | 1000 | 60 | 0.60 | 360 |
| | | | جمع کل | | **14971** |

**جدول 5-15) تعیین بار ساعتی و جمع کل 24 ساعته برای دو چیلر 650RT و یک چیلر 500RT**

| زمان | بار (RT) | ظرفیت (RT) | بار (%) | بازده (kW/RT) | مصرف (kW) |
|---|---|---|---|---|---|
| 0100 | 480 | 500 | 96 | 0.60 | 288 |
| 0200 | 480 | 500 | 96 | 0.60 | 288 |
| 0300 | 450 | 500 | 90 | 0.60 | 270 |
| 0400 | 460 | 500 | 92 | 0.60 | 276 |
| 0500 | 470 | 500 | 94 | 0.60 | 282 |
| 0600 | 480 | 500 | 96 | 0.60 | 288 |
| 0700 | 700 | 1150 | 61 | 0.62 | 434 |
| 0800 | 750 | 1150 | 65 | 0.61 | 458 |
| 0900 | 984 | 1150 | 86 | 0.60 | 590 |
| 1000 | 1200 | 1300 | 92 | 0.59 | 708 |
| 1100 | 1400 | 1800 | 78 | 0.60 | 840 |
| 1200 | 1700 | 1800 | 94 | 0.60 | 1020 |
| 1300 | 1800 | 1800 | 100 | 0.60 | 1080 |
| 1400 | 1750 | 1800 | 97 | 0.59 | 1033 |
| 1500 | 1700 | 1800 | 94 | 0.60 | 1020 |
| 1600 | 1650 | 1800 | 92 | 0.59 | 974 |
| 1700 | 1600 | 1800 | 89 | 0.59 | 944 |
| 1800 | 1500 | 1800 | 83 | 0.60 | 900 |
| 1900 | 1400 | 1800 | 78 | 0.60 | 840 |
| 2000 | 1200 | 1300 | 92 | 0.59 | 708 |
| 2100 | 1000 | 1150 | 87 | 0.60 | 600 |
| 2200 | 800 | 1150 | 70 | 0.61 | 488 |
| 2300 | 700 | 1150 | 61 | 0.62 | 434 |
| 2400 | 600 | 650 | 92 | 0.59 | 354 |
| **جمع کل** | | | | | **15116** |

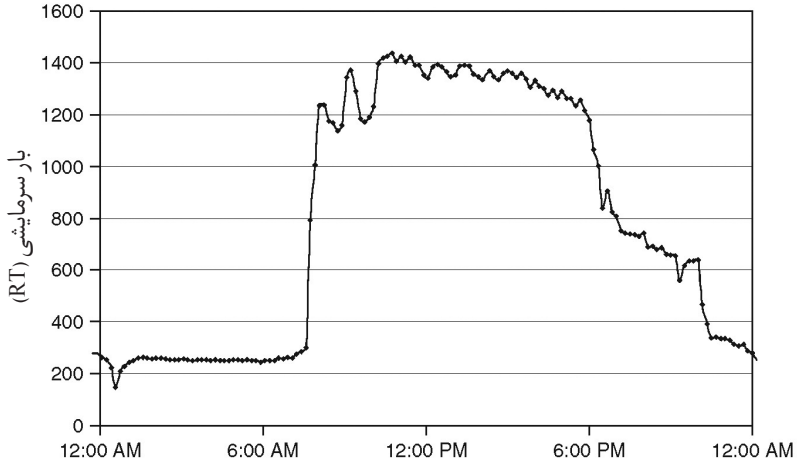
جدول 6-15) مقایسهٔ مصرف روزانه و سالیانهٔ سه ترکیب متفاوت چیلرها برای مورد مثال

| ترکیب چیلرها | مصرف روزانه (kWh) | مصرف سالیانه (kWh) |
|---|---|---|
| 1 × 1800 RT | 15408 | 5623920 |
| 2 × 1000 RT | 14971 | 5464415 |
| 1 × 500 RT + 2 × 650 RT | 15116 | 5517340 |

## ۱۶-۱) استفاده از چیلر مجزا برای بهره‌برداری شبانه

به طور معمول در بسیاری موارد بار سرمایی در شب کمتر از روز است و در برخی موارد این اختلاف به حدی زیاد است که استفاده از چیلرهای پرظرفیت که برای جبران بار در ساعات اوج پیش‌بینی شده‌اند در شب موجب کاهش بازده و افزایش کیلووات بر تن تبرید می‌شود. از این رو در صورت وجود چنین احتمالی که معمولاً در ساختمان‌های اداری، آموزشی، هتل‌ها و مسکونی بسیار زیاد است؛ بهتر آن است که برای جبران بار سرمایی شبانه از چیلری با ظرفیت کمتر استفاده شود.

**مثال:** حداکثر بار سرمایی ساختمانی مطابق نمودار تصویر 1-16 بین 1000 تا 1500 تن تبرید است. در حالی که در شب و بین ساعت 22 تا 8 صبح روز بعد، مقدار بار سرمایی بین 200 تا 250 تن تبرید است. حال اگر برای این ساختمان از دو یا سه چیلر 600 تن تبرید استفاده شده باشد و حتی اگر یک چیلر برای جبران بار شبانه روشن بماند؛ باز مقدار اتلاف انرژی بر اثر کاهش بازده قابل توجه خواهد بود. زیرا کیلووات بر تن چیلر 600 RT از 0.64 kW/RT به 1.0 kW/RT یا بیشتر خواهد رسید.(نک جدول 1-16 )




تصویر 1-16) بار سرمایی ساختمان مورد مثال در طول 24 ساعت

**جدول 16-1) جدول بازده چیلر 600 RT در بارهای 30 تا 100 درصد برای تشریح مورد مثال**

| بار (%) | بار چیلر (RT) | بازده (kW/RT) |
|---|---|---|
| 100 | 600 | 0.64 |
| 90 | 540 | 0.63 |
| 80 | 480 | 0.63 |
| 70 | 420 | 0.65 |
| 60 | 360 | 0.68 |
| 50 | 300 | 0.73 |
| 40 | 240 | 1.0 |
| 30 | 180 | 1.2 |

**جدول 16-2) مقایسهٔ مصرف انرژی در دو حالت استفاده از چیلر 600 RT و چیلر 250 RT**

| زمان | ساعت/ روز<br>A | بار سرمایش<br>RT<br>B | بازده چیلر موجود<br>kW/RT<br>C | مصرف چیلر موجود<br>kWh/day<br>A × B × C | بازده چیلر پیشنهادی<br>kW/RT<br>D | مصرف چیلر پیشنهادی<br>kWh/day<br>A × B × D |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2200-2300 | 1 | 250 | 1.2 | 300 | 0.58 | 145 |
| 2300-2400 | 1 | 250 | 1.2 | 300 | 0.58 | 145 |
| 000-0100 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0100-0200 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0200-0300 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0300-0400 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0400-0500 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0500-0600 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0600-0700 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| 0700-0800 | 1 | 250 | 1.0 | 250 | 0.58 | 145 |
| **جمع کل** | **10** | | | **2600** | | **1450** |

برای حل این مشکل می‌توان یک چیلر 250 تن تبرید جداگانه برای جبران بار شبانه در نظر گرفت تا مقدار کیلووات بر تن تبرید از حدود 1.2 به 0.58 برسد. جدول 2-16 مقدار مصرف چیلر موجود (600 RT) و چیلر پیشنهادی (250 RT)را برای جبران بار شبانه بین ساعات 22 تا 8 صبح روز بعد نشان می‌دهد. با بررسی دقیق این جدول مشخص می‌شود که در صورت استفاده از چیلر پیشنهادی، 1150 kWh در10 ساعت صرفه‌جویی می‌شود که به عبارتی می‌توان آن را صرفه‌جویی در یک شبانه روز قلمداد کرد.

با توجه به مندرجات جدول 2-16 مقدار انرژی صرفه‌جویی شده برای یک‌سال عبارت است از:

$$(2600 - 1450)\ \text{kWh/day} = 1150\ \text{kWh/day}$$
$$1150\ (7\text{day} \times 52\ \text{weeks}) = 418600\ \text{kWh/year}$$

## ۱۷-۱) رعایت نکات نظامنامهٔ LEED دربارهٔ تجهیزات مولد

در نظامنامهٔ LEED برای انرژی و جو 35 امتیاز پیش‌بینی شده است که بیشترین امتیاز در میان شاخص‌های هفت‌گانهٔ آن است که نگارنده پیش از این به تفصیل در کتاب **« LEED ؛ معیاری برای ساختمان سبز»** به آنها پرداخته‌ام که علاقه‌مندان برای کسب اطلاعات بیشتر می‌توانند به آن کتاب مراجعه کنند. در اینجا فهرست‌وار فقط به مواردی اشاره می‌کنم که به نوعی مربوط به تجهیزات مولد می‌شوند. با این یادآوری که اساساً در میان تجهیزات گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع سهم تجهیزات مولد در مصرف انرژی و نیز احتمال آلوده کردن جو از همه بیشتر است. بنابراین فارغ از توصیه‌های مشخص نظامنامه‌ها، رعایت اصول طراحی درست و محاسبات دقیق به خودی خود می‌تواند بخش قابل توجهی از نیازها را برآورده کند.

- عدم استفاده از آب آشامیدنی برای تغذیهٔ برج‌های خنک‌کننده حداقل به مقدار50 درصد که خود در بخش کارایی آب نظامنامه دارای 1 امتیاز است. برای برج‌های خنک‌کننده می‌توان با رعایت اصول خاصی از آب رودخانه، برکه، آب خاکستری، آب باران، آب بازیافتی و یا آب حاصل از پس‌شویی فیلترهای شنی استخر استفاده کرد.
- استفاده از سختی‌گیر و روش‌های مناسب دیگر برای جلوگیری از رسوب‌گذاری و نیز کاهش زیرآب‌کشی برج‌های خنک‌کننده که دارای 1 امتیاز در بخش کارایی آب نظامنامه است.
- استفاده از انواع انرژی‌های تجدیدپذیر در داخل پروژه و یا تأمین آن از طریق شبکه با هدف کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، کاهش هزینه‌های تأمین انرژی، جلوگیری از آسیب‌های زیست محیطی ناشی از سوخت‌های فسیلی، کاهش تجهیزات و هزینه‌های مربوط به انتقال

انرژی، کاهش اتلاف ناشی از انتقال انرژی. استفاده از انرژی تجدیدپذیر به صورت داخلی به اندازه 3 درصد دارای 1 امتیاز، 4.5 درصد 2 امتیاز، 6 درصد 3 امتیاز7.5 درصد 4 امتیاز،9 درصد 5 امتیاز و12 درصد 6 امتیاز دارد. چنانچه انرژی تجدیدپذیر از طریق شبکه و خارج از پروژه تأمین شود، حداقل مقدار امتیازآور25 درصد است که 1 امتیاز خواهد داشت و سپس به ازای 37.5 درصد 2 امتیاز، 50 درصد 3 امتیاز، 62.5 درصد 4 امتیاز، 75 درصد 5 امتیاز و 100 درصد 6 امتیاز تعلق می‌گیرد.

- برای ساختمان‌های نوساز باید برنامه‌ریزی به سمت عدم استفاده از CFC[1]در تجهیزات سرمایشی باشد و برای ساختمان‌های در حال بازسازی نیز روند جایگزینی مبردها پیش‌بینی شود. (تجهیزات کوچک تهویه مطبوع، یخچال‌ها و آب‌سردکن‌ها و تجهیزات مشابه که وزن مبرد در آنها بیش از نیم پوند یا 230 گرم نیست مورد نظر نیستند.)
- سنجش مستمر مصرف انرژی و تائید صرفه‌جویی براساس پروتکل بین‌المللی سنجش و تائید[2](IPMVP) که حداقل یک سال پس از ساخت نیز باید ادامه داشته باشد.

1- chlorofluorocarbon
2- International Performance Measurement & Verification Protocol(IPMVP)

# ۲

# توصیه‌ها در مورد تجهیزات تبادل حرارت (گرمایشی، سرمایشی و تهویه مطبوع)

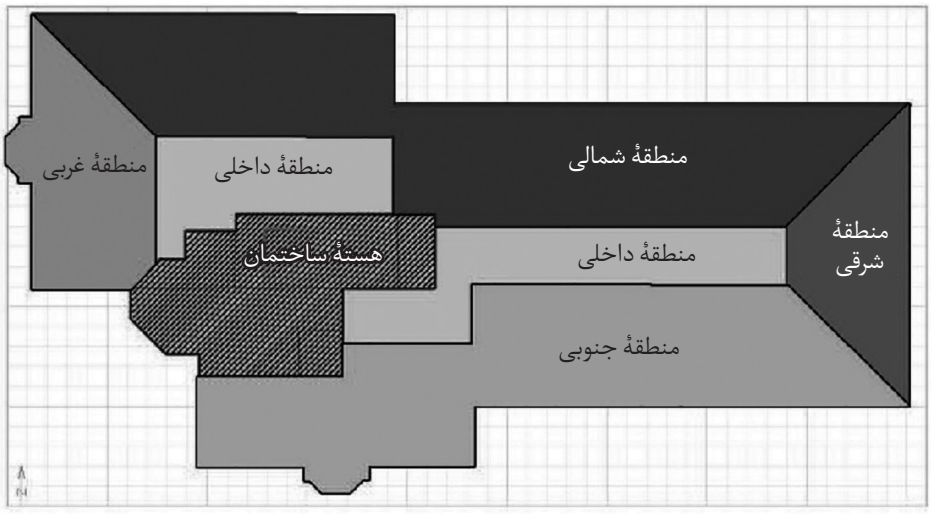
## ۲-۱) منطقه‌بندی گرمایی (Thermal Zoning)

گروه‌بندی صحیح فضاهای مختلف بر اساس جبههٔ استقرار، وقوع بار سرمایی یا گرمایی، مقدار هوای تازه، و کاربری از مهم‌ترین راهکارهای جلوگیری از اتلاف انرژی است. اصولاً با توجه به کیفیت متنوع فضاهای یک ساختمان مرکب و پیچیده مانند بیمارستان‌ها، ساختمان‌های آموزشی یا ساختمان‌های بلند بهتر است که سیستم‌ها و تجهیزات منتخب به صورت تک‌منطقه‌ای باشند. اغلب، کاربرد هواسازهای چندمنطقه‌ای با توجه به تعدیل دما به وسیلهٔ کوئل گرمایی و اختلاط دو هوای گرم و سرد، و نیز احتمال بروز برخی مشکلات در مسیر هوای برگشت، چندان مناسب نیست. مگر اینکه تمهیدات ویژه‌ای برای آنها در نظر گرفته شود.

منطقه‌بندی صحیح متناسب با زمان وقوع بار فقط شامل تجهیزات هوارسانی و تهویه نمی‌شود، بلکه خطوط تغذیهٔ آب سرد یا گرم آنها را نیز شامل می‌شود. بنابراین متناسب با تجهیزات منطقه‌ای بهتر آن است که خطوط تغذیه نیز مجزا از یکدیگر اجرا شده و یا امکان تغییر جریان در خطوط وجود داشته باشد. البته کنترل جریان سیال عامل اولیه حتی برای یک منطقه نیز ضروری است.

## ۲-۲) کنترل نرخ تهویه (Demand-Controlled Ventilation)

DCV می‌تواند انرژی موردنیاز هوای تازه برای تهویه را کاهش دهد. کنترل‌کنندهٔ هوای تازه بر اساس واکنش حسگر حرکت و حسگر دی‌اکسید کربن ($CO_2$) عمل می‌کند. در صورتی که افراد حاضر در فضای تحت کنترل کم یا زیاد شود، این دو حسگر بر مبنای تحرک افراد یا کاهش و افزایش مقدار

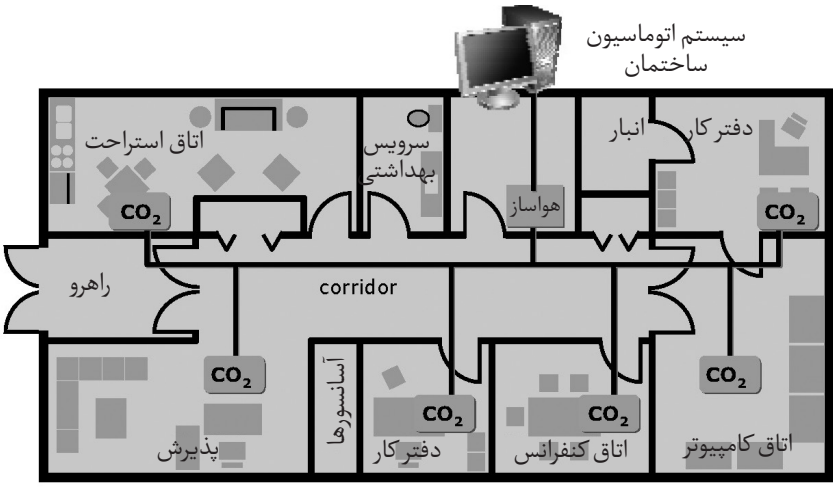



**تصویر 1-1) نمونه‌ای از منطقه‌بندی براساس استقرار فضاها و نسبت آنها با جهات جغرافیایی. در منطقه‌بندی علاوه بر موقعیت مکانی، عوامل دیگری مانند کاربری، زمان استفاده و در برخی اوقات مساحت می‌توانند نقش تعیین‌کننده داشته باشند.**

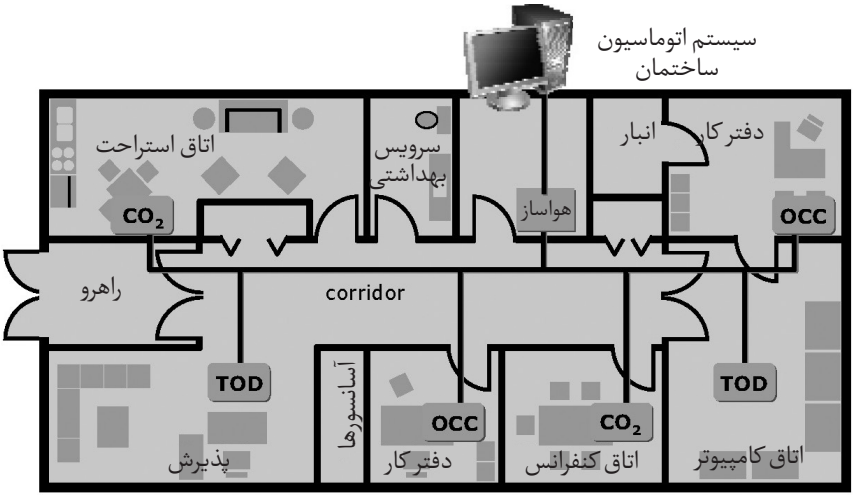
دی‌اکسید کربن، نرخ هوای تازه را کنترل می‌کنند. به طور سنتی و بر مبنای استانداردها همواره مقداری هوای تازه متناسب با شرایط فضا و کاربری در محاسبات تعیین می‌شود؛ اما در عمل این مقدار ممکن است تحت شرایط متفاوت مانند کم یا زیاد شدن افراد یا برخی عوامل دیگر تغییر کند. بنابراین تعیین تئوریک مقداری برای تأمین هوای تازه لزوماً به هنگام استفاده از فضای مورد نیاز ممکن است مصداق نداشته باشد. به عنوان مثال برای یک اتاق با سه کارمند و سه ارباب رجوع به صورت تئوریک 90 فوت مکعب در دقیقه هوای تازه (به ازای هر نفر 15 فوت مکعب در دقیقه) پیش‌بینی می‌شود که در عمل ممکن است تعداد نفرات اتاق در زمان‌های متفاوت، غیر از این باشد. غیر از حسگر دی اکسید کربن، حسگر حساس به حضور افراد (OCC) و یا کنترل‌کنندهٔ زمانی روزانه (TOD) که مطابق جدول از پیش تعریف شده‌ای تنظیم شده می‌توانند نرخ تهویه را کنترل کنند.

حسگرهای دی‌اکسید کربن به دو صورت غیرمتمرکز (در هر یک از مناطق تحت کنترل) و متمرکز نصب می‌شوند. عملکرد کنترل‌کننده بر اساس تفاوت غلظت دی‌اکسیدکربنِ هوای داخل با دی‌اکسید کربن هوای بیرون است. انتخاب نادرست و یا کالیبره نبودن حسگر نه‌تنها کمکی به صرفه‌جویی در انرژی نمی‌کند، بلکه ممکن است با کاهش هوای تازه و ثابت ماندن هوای تخلیه،

فشار هوای فضای داخل منفی شود. فارغ از احتمال عملکرد نادرست حسگرها، هیچ‌گاه نباید مقدار هوای تازهٔ ورودی کمتر از مقدار هوای تخلیه شود. چنانچه تخلیهٔ هوا به صورت مستقیم و بدون ارتباط با مقدار هوای تازهٔ ورودی باشد، باید از سیستم کنترل نرخ تهویه (DCV) اجتناب کرد. دقت حسگر دی‌اکسید کربن باید 50 ± قسمت در میلیون (ppm) باشد.




**تصویر 1-2) استفاده از حسگر دی اکسید کربن در همهٔ مناطق به منظور تعیین دقیق مقدار هوای تازه متناسب با نیاز**




**تصویر 2-2) استفاده از حسگر دی اکسید کربن ($CO_2$)، حسگر حضور افراد (OCC) و زمان سنج روزانه (TOD)**

بر مبنای ASHRAE Standard 62.1 حداقل هوای منطقهٔ تنفس باید از طریق رابطهٔ زیر تعیین شود:

$$V_{bz} = (R_p \times P_z) + (R_a \times A_z)$$

که در آن:

$V_{bz}$: دبی هوای بیرون برای منطقهٔ تنفس (Breathing Zone) است. در توضیح منطقهٔ تنفس یادآور می‌شوم که تأمین هوای تازه یکی از مهم‌ترین عملیات تهویه مطبوع در ساختمان‌هاست؛ اما همهٔ هوای تازهٔ ورودی به یک منطقه یا اتاق علی‌رغم رقیق سازی هوای آلوده به تمامی مورد استفادهٔ ساکنین قرار نمی‌گیرد. زیرا متناسب با محل استقرار و شکل دریچه‌ها ممکن است بخشی از هوای تازه بار دیگر به بیرون فضا تخلیه و یا به واحد تهویه مطبوع برگشت داده شود. منطقهٔ تنفس مکانی است که بر اساس قامت متعارف انسان در نظر گرفته شده است و طولی مابین 3.6 سانتی‌متر تا 182 سانتی‌متر(3-72 in) بالاتر از منطقهٔ مورد تهویه و در عین حال فاصلهٔ 60 سانتی‌متری ( 2فوت) از دیوارهای جانبی دارد. بنابراین آن‌چه در تأمین حداقل هوای بیرون مهم است مقدار جریان هوا در این منطقه است. در واقع این ارقام نشانگر مرزهای فضایی است که هوایِ جاری در آن دارای عملکرد مؤثر است.

$A_z$: مساحت کف منطقه بر حسب فوت مربع یا متر مربع؛

$R_a$: دبی هوای مورد نیاز به ازای مساحت منطقه که بر اساس جدول‌های از پیش تعیین شده در رابطهٔ محاسباتی قرار می‌گیرد. به عنوان مثال مطابقASHRAE Standard 62.1-2019 این مقدار برای اتاق مهمان هتل ($0.06cfm/ft^2(0.3L/s.m^2)$ است.(برای سایر موارد نگاه کنید به جدول2-1 )؛

$P_z$: منطقهٔ تجمع:تعداد افرادی که در منطقهٔ مورد تهویه حضور دارند؛

$R_p$: دبی هوای مورد نیاز به ازای هر فرد که بر اساس جدول‌های از پیش تعیین شده در رابطهٔ محاسباتی قرار می‌گیرد. به عنوان مثال مطابق ASHRAE Standard 62.1-2019 این مقدار برای اتاق مهمان هتل (2.5L/s) 5cfm است.(برای سایر موارد نگاه کنید به جدول 2-1).

پس از محاسبهٔ هوای منطقهٔ تنفس می‌توان از طریق رابطهٔ زیر دبی هوای بیرون(تازه) منطقه را محاسبه کرد:

$$V_{oz} = V_{bz}/E_z$$

$V_{oz}$: دبی هوای تازه هر منطقه؛

$V_{bz}$: دبی هوای تازه منطقهٔ تنفس؛

$E_z$: توزیع مؤثر هوا در منطقه، که اگر برابر1 باشد، دبی هوای بیرون منطقهٔ تنفس (Vbz) برابر با دبی هوای بیرون منطقه (Voz) خواهد بود. مقررات مندرج در ASHRAE Standard 62.1-2019 در جدولی مقدار اثربخشی هوای توزیع شده (Ez) را به شرح زیر مشخص کرده است:

- دریچهٔ سقفی برای رفت هوای سرد: 1
- دریچهٔ سقفی برای رفت هوای گرم و برگشت از کف: 1
- دریچهٔ سقفی برای رفت هوای گرم (15°F(8°C یا بیشتر از دمای فضا و برگشت هم از سقف: 0.8
- دریچهٔ سقفی برای رفت هوای گرم کمتر از(15°F(8°C ولی بیشتر از میانگین دمای فضا مشروط بر این که سرعت هوا روی دریچهٔ رفت کمتر از150 فوت در دقیقه یا 0.8 متر بر ثانیه در ارتفاع 4.5 فوتی یا 1.4 متری از سطح کف باشد و برگشت هم از سقف: 0.8
- دریچهٔ سقفی برای رفت هوای گرم کمتر از (15°F(8°C ولی بیشتر از میانگین دمای فضا مشروط بر این که سرعت هوا روی دریچهٔ رفت برابر یا بیشتر از150 فوت در دقیقه یا 0.8 متر بر ثانیه در ارتفاع 4.5 فوتی یا 1.4 متری از سطح کف باشد و برگشت هم از سقف: 1
- رفت و برگشت هوای گرم از کف: 1
- رفت و برگشت هوای گرم از سقف: 0.7
- استقرار دریچهٔ رفت(ورودی) هوای جبرانی بیشتر از نصف طول فاصله با دریچهٔ تخلیه یا برگشت و یا هردو: 0.8
- استقرار دریچهٔ رفت(ورودی) هوای جبرانی کمتر از نصف طول فاصله با دریچهٔ تخلیه یا برگشت و یا هردو: 0.8

بنابراین مقدار(Ez) بین 0.7 تا 1 است.

**مثال:** فضای اداری یک مرکز آموزشی 1000 فوت مربع یا 93 متر مربع مساحت دارد و برای حضور5 نفر طراحی شده است و مطابق استاندارد برای هر نفر5 فوت مکعب در دقیقه و به ازای دبی بر سطح $0.06cfm/ft^2$ هوای تازه پیش‌بینی شده است. بنابراین:

$A_z = 1000\ ft^2$

$P_z = 5\ people$

$R_p = 5$ cfm/person

$R_a = 0.06$ cfm/ft$^2$

$$V_{bz} = (5 \text{ peopl} \times 5 \text{ cfm/person}) + (1000 \text{ ft}^2 \times 0.06 \text{ cfm/ft}^2) = 85 \text{ cfm}$$

حال اگر در اوقاتی تعداد نفرات تا دو نفر کاهش یابد، دبی منطقهٔ تنفس تا cfm 70 کم می‌شود:

$$V_{bz} = (2 \text{ peopl} \times 5 \text{ cfm/person}) + (1000 \text{ ft}^2 \times 0.06 \text{ cfm/ft}^2) = 70 \text{ cfm}$$

در اینجا تقریباً کاهش 70 درصدی جمعیت فقط منجر به کاهش 18 درصدی دبی هوای تازهٔ مورد نیاز شده است. حال اگر فرض کنیم که دمای خشک و رطوبت نسبی هوای بیرون به ترتیب 95°F(35°C) و 48 درصد با انتالپی 41.5 Btu/lb و دمای خشک و رطوبت نسبی هوای داخل به ترتیب 75°F(24°C) و 55 درصد با انتالپی 29 Btu/lb است؛ کاهش دبی هوای خارج منجر به کاهش اندک مصرف انرژی یعنی فقط به میزان 850 Btu/h خواهد شد که کمتر از 0.1 تن تبرید است. تحت چنین شرایطی کنترل نرخ تهویه (DCV) توصیه نمی‌شود. زیرا تعداد افراد نسبت به مساحت بسیار کم و به تبع آن کاهش افراد در ساعات متفاوت تأثیر چندانی بر مصرف انرژی ندارد. از مثالی که آمد می‌توان نتیجهٔ دیگری نیز گرفت و آن این که در شرایط مفروض به ازای هر نفر 17 فوت مکعب در دقیقه هوای تازه در نظر گرفته شده است که با کاهش نفرات به 2 نفر این مقدار برای هر نفر به 35 فوت مکعب در دقیقه می‌رسد.

اکنون شرایط مورد مثال را به شرح زیر تغییر می‌دهیم تا بار دیگر لزوم کنترل نرخ تهویه و مقدار صرفه‌جویی در انرژی را بررسی کنیم. این بار فرض می‌کنیم فضایی به مساحت 1000 فوت مربع یا 93 متر مربع به کلاسی اختصاص داده شده که حداکثر حاضرین در آن 65 نفر هستند با این تفاوت که مطابق استاندارد هوای تازه مورد نیاز برای هر یک از حاضرین در کلاس cfm 7.5 است. بنابراین:

$A_z = 1000$ ft$^2$

$P_z = 65$ people

$R_p = 7.5$ cfm/person

$R_a = 0.06$ cfm/ft$^2$

$$V_{bz} = (65 \text{ peopl} \times 7.5 \text{ cfm/person}) + (1000 \text{ ft}^2 \times 0.06 \text{ cfm/ft}^2) = 550 \text{ cfm}$$

حال اگر تعداد حاضرین تا 20 نفر کاهش یابد، خواهیم داشت:

$$V_{bz} = (20 \text{ peopl} \times 7.5 \text{ cfm/person}) + (1000 \text{ ft}^2 \times 0.06 \text{ cfm/ft}^2) = 210 \text{ cfm}$$

به عبارت دیگر به ازای کاهش 70 درصدی جمعیت، 340 فوت مکعب در دقیقه از مقدار هوای تازهٔ مورد نیاز کم شده است که این مقدار تقریباً برابر با 62 درصد هوایی است که برای

حداکثر حاضرین مورد نیاز بود. این مقدار قابل توجه است و اگر به شرایط دمایی و رطوبی مورد مثال توجه کنیم، در می‌یابم که کاهش دبی هوای مورد نیاز منجر به صرفه‌جویی 1.6 تن تبرید یا 19000 Btu/h خواهد شد. برای برخی از طراحان همین مقدار کافیست تا تمهیدات مربوط به کنترل نرخ تهویه (DCV) را در نظر بگیرند مشروط بر این که هزینه‌های چنین تمهیداتی نسبت به هزینه‌های مصرف انرژی کمتر باشد. در عین حال ممکن است برخی از طراحان فارغ از هزینه‌ها صرفاً به دلیل کاهش مصرف انرژی در راستای اهداف زیست محیطی و کاهش گازهای گلخانه‌ای هم‌چنان تحت هر شرایطی سیستم کنترل نرخ تهویه را پیش‌بینی کنند. اما از منظر استاندارد ASHRAE 90.1 این کلاس نیازی به DCV ندارد. زیرا مقدار مورد نیاز این فضا کمتر از 3000 cfm است.

مطابق بند 6.4.3.9 استاندارد ASHRAE 90.1-2007 فضاهایی نیاز به کنترل نرخ تهویه(DCV) دارند که مساحت آنها بیشتر از(46m2) 500 $ft^2$ و تراکم جمعیت بیش از40 نفر به ازای هر1000 فوت مربع یا 93 متر مربع و در عین حال نیاز هوای تازه هوا بیش از3000 فوت مکعب در دقیقه باشد. مطابق این بند از استاندارد وقتی تمام شروط صادق خواهد بود که $R_p$ برابر با73.5 cfm/prson باشد که چنین مقداری در کاربری‌های یاد شده در استاندارد ASHRAE Standard 62.1-2019 وجود ندارد. راه دوم افزایش مقدار $R_a$ و $R_p$ است. در جداول استاندارد ASHRAE Standard 62.1-2019 بیشترین مقدار برای $R_a$ و $R_p$ برابر با 0.48 cfm / $ft^2$ و20 cfm/prson است. مانند کاربری‌هایی چون استخرهای درمانی و یا فضاهای فیزیوتراپی و اماکن ورزشی(نک جدول 1-2). چنانچه مساحت را 1000فوت مربع در نظر گیریم در بهترین حالت نیز مقدار هوای تازه به 3000 فوت مکعب در دقیقه نخواهد رسید. زیرا:

$$V_{bz} = (40\ peopl \times 20\ cfm/person) + (1000\ ft^2 \times 0.48\ cfm/ft^2) = 1280\ cfm$$

بنابراین فارغ از تهویهٔ به ازای هر نفر (Rp) و تهویهٔ به ازای مساحت کف (Ra) عوامل مهم‌تر و مؤثرتر، مساحت فضا و تعداد افراد خواهد بود. تنها در این صورت است که می‌توان با مقادیر متعارف 5 تا 10 فوت مکعب در دقیقه به ازای هر نفر و0.06 تا 0.12 فوت مکعب در دقیقه به ازای هر فوت مربع به عدد مقررِ3000 فوت مکعب در دقیقه رسید.

اینک با توجه به مقررات ASHRAE Standard 90.1 و ASHRAE Standard 62.1-2019 و مطالبی که آمد مورد مثال را گسترش داده و به سراغ سالن اجتماعات همان مرکز آموزشی با مساحت 5000 فوت مربع یا 464 متر مربع با گنجایش 750 نفر می‌رویم، که در این صورت شرایط مورد مثال به شرح زیر خواهد بود:

$A_z = 5000\ ft^2$

$P_z = 750$ people

$R_p = 5$ cfm/person

$R_a = 0.06$ cfm/$ft^2$

$$V_{bz} = (750\ peopl \times 5\ cfm/person) + (5000\ ft^2 \times 0.06\ cfm/ft^2) = 4050\ cfm$$

حال اگر تعداد حاضرین تا 225 نفر کاهش یابد، خواهیم داشت:

$$V_{bz} = (225\ peopl \times 5\ cfm/person) + (5000\ ft^2 \times 0.06\ cfm/ft^2) = 1420\ cfm$$

بنابر این کاهش 70 درصدی جمعیت منجر به کاهش قابل توجهٔ 2639 فوت مکعب در دقیقه‌ای می‌شود که با توجه به شرایط دمایی و رطوبی مورد مثال یعنی دمای خشک(95°F(35°C و رطوبت نسبی 48 درصد برای هوای خارج و دمای خشک (75°F(24°C و رطوبت نسبی 55 درصد برای هوای داخل منجر به کاهش بار به مقدار148000 Btu/h یا 12.3 تن تبرید خواهد شد. در این شرایط تمام شروط ASHRAE Standard 90.1 برقرار است و استفاده از کنترل‌کنندهٔ نرخ تهویه (DCV) الزامیست.

**جدول 1-2) حداقل نرخ تهویه در منطقهٔ تنفس براساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تهویه بر اساس افراد $R_p$ | | نرخ تهویه بر اساس مساحت $R_a$ | | تراکم جمعیت به ازای هر $1000ft^2$ یا $100m^2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| **آموزشی:** | | | | | |
| کلاس هنر | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| کلاس درس برای سنین 5 تا 8 سال | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 25 |
| کلاس درس برای سن 9 سال و بیشتر | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 35 |
| کارگاه کامپیوتر | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 25 |
| اتاق مراقبت مهدکودک | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 25 |
| مهدکودک تا 4 سال | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 25 |
| کلاس بزرگ(سخنرانی و ارائه) | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 65 |
| سالن سخنرانی و ارائه با صندلی‌های ثابت | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 150 |
| کتابخانه | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 10 |

**ادامهٔ جدول 1-2) حداقل نرخ تهویه در منطقهٔ تنفس براساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تهویه بر اساس افراد $R_p$ | | نرخ تهویه بر اساس مساحت $R_a$ | | تراکم جمعیت به ازای هر $1000ft^2$ یا $100m^2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| مرکز صوتی و تصویری | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 25 |
| مجموعهٔ چند منظوره | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 100 |
| موسیقی و تئاتر | 10 | 5 | 0.06 | 0.3 | 35 |
| آزمایشگاه‌های علمی مدارس | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 25 |
| آزمایشگاه‌های دانشگاه و مدارس عالی | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 25 |
| کارگاه چوب و فلز | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| **اداری:** | | | | | |
| اتاق استراحت | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 50 |
| سرسرای اصلی و ورودی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 10 |
| انبار برای مواد خشک و بایگانی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 2 |
| فضای اداری اعم از اتاق بزرگ یا کوچک | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 5 |
| پذیرش | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 30 |
| مرکز داده و تلفن | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 60 |
| **درمانی:** | | | | | |
| اتاق زایمان | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 15 |
| اتاق‌های تصویربرداری کلاس یک | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 5 |
| جراحی دندان | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق معاینه | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 20 |
| سایر قسمت‌های دندان‌پزشکی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 5 |
| فضای تمرینات فیزیوتراپی | 20 | 10 | 0.18 | 0.9 | 7 |
| اتاق اختصاصی فیزیوتراپی | 10 | 5 | 0.06 | 0.3 | 20 |
| فضای استخر فیزیوتراپی | – | – | 0.48 | 2.4 | – |
| اتاق پروتز و اورتز | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق مشاورهٔ روانشناسی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 20 |
| اتاق معاینهٔ روانشناسی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 20 |

**ادامهٔ جدول 1-2) حداقل نرخ تهویه در منطقهٔ تنفس براساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تهویه بر اساس افراد $R_p$ | | نرخ تهویه بر اساس مساحت $R_a$ | | تراکم جمعیت به ازای هر $1000ft^2$ یا $100m^2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| اتاق روانشناسی گروهی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 50 |
| اتاق خلوت روانشناسی | 10 | 5 | 0.06 | 0.3 | 5 |
| اتاق گفتاردرمانی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 5 |
| اتاق معاینه اورژانس | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 20 |
| اتاق مراقبت تحت نظر اورژانس | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 20 |
| اتاق درمان اورژانس | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق تریاژ اورژانس | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| **دامپزشکی:** | | | | | |
| اتاق معاینه | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 20 |
| تصویربرداری و انواع اسکن | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق عمل | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| ریکاوری | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق آماده‌سازی پیش از عمل | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق تزریقات | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق نگهداری حیوانات بزرگ | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| کالبدشکافی | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق قفس‌های ثابت حیوانات کوچک | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| اتاق قفس‌های متحرک حیوانات کوچک | 10 | 5 | 0.18 | 0.9 | 20 |
| **تجاری:** | | | | | |
| حراجی(به جز موارد زیر) | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 15 |
| آرایشگاه | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 25 |
| سالن زیبایی | 20 | 10 | 0.12 | 0.6 | 25 |
| رختشویخانهٔ سکه‌ای | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 20 |
| فروشگاه‌های بزرگ | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 40 |

**ادامهٔ جدول 1-2) حداقل نرخ تهویه در منطقهٔ تنفس براساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تهویه بر اساس افراد $R_p$ | | نرخ تهویه بر اساس مساحت $R_a$ | | تراکم جمعیت به ازای هر $1000ft^2$ یا $100m^2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| فروشگاه حیوانات اهلی | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.9 | 10 |
| سوپرمارکت | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 8 |
| **ورزشی و سرگرمی:** | | | | | |
| بولینگ | 10 | 5 | 0.12 | 0.6 | 40 |
| سالن تفریح و دورهمی | 20 | 10 | 0.06 | 0.3 | 100 |
| سالن بازی‌های سرگرم کننده | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.9 | 120 |
| سالن ورزش | 20 | 10 | 0.18 | 0.9 | 7 |
| اتاق ایروبیک | 20 | 10 | 0.06 | 0.3 | 40 |
| اتاق وزنه | 20 | 10 | 0.06 | 0.3 | 10 |
| محل حضور تماشاگران | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 150 |
| استودیو | 10 | 5 | 0.06 | 0.3 | 70 |
| استخر | – | – | 0.48 | 2.4 | – |
| **هتل، متل، مهمانپذیر، خوابگاه:** | | | | | |
| سالن مشترک برای خوابیدن | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 20 |
| اتاق خواب و نشیمن هتل | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 10 |
| رختشویخانهٔ مرکزی | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 10 |
| اتاق مخصوص ماشین لباسشویی در هر واحد | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 10 |
| سرسرای اصلی | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 30 |
| مجموعهٔ چندمنظوره | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 120 |
| **غذاخوری‌ها:** | | | | | |
| محل سرو نوشیدنی | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.9 | 100 |
| کافه تریا/ فست فود | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.9 | 100 |
| آشپزخانه(بخش پخت و پز) | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 20 |
| رستوران | 7.5 | 3.8 | 0.18 | 0.6 | 70 |

**ادامهٔ جدول 1-2) حداقل نرخ تهویه در منطقهٔ تنفس براساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تهویه بر اساس افراد $R_p$ | | نرخ تهویه بر اساس مساحت $R_a$ | | تراکم جمعیت به ازای هر $1000ft^2$ یا $100m^2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| **مراکز تأدیبی:** | | | | | |
| انتظار | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 50 |
| سلول | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 25 |
| اتاق روز | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 30 |
| نگهبانی | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 15 |
| **اماکن تجمعی عمومی:** | | | | | |
| سالن اجتماعات | 5 | 2.5 | 0.6 | 0.3 | 150 |
| سالن دادگاه | 5 | 2.5 | 0.6 | 0.3 | 70 |
| مجالس قانون گذاری | 5 | 2.5 | 0.6 | 0.3 | 50 |
| کتابخانه | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 10 |
| سرسراها | 5 | 2.5 | 0.6 | 0.3 | 150 |
| موزه | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 40 |
| گالری | 7.5 | 3.8 | 0.6 | 0.3 | 40 |
| مکان نیایش و عبادتگاه | 5 | 2.5 | 0.6 | 0.3 | 120 |
| **متفرقه:** | | | | | |
| بانک‌ها یا سرسرای بانک | 7.5 | 3.8 | 0.06 | 0.3 | 15 |
| اتاق کامپیوتر (بدون پرینتر) | 5 | 2.5 | 0.06 | 0.3 | 4 |
| کارخانه با مواد مضر و صنایع سنگین و شیمیایی | 10 | 5.0 | 0.18 | 0.9 | 7 |
| داروخانه | 5 | 2.5 | 0.18 | 0.9 | 10 |
| استودیو عکاسی | 5 | 2.5 | 0.12 | 0.6 | 10 |
| محل بسته بندی محموله‌های سبک | 7.5 | 3.8 | 0.12 | 0.6 | 7 |
| انبار | 10 | 5 | 0.06 | 0.3 | - |

توضیح اول: از ستون تراکم جمعیت وقتی استفاده می‌شود که تعداد نامشخص باشد.

توضیح دوم: حداقل نرخ هوای تازه بر اساس اعداد مندرج در جدول و رابطهٔ محاسباتی بالا تعیین می‌شود.

Source: ANSI/ ASHRAE Standard 62.1-2019.Pages: 17-20

**جدول 2-2) حداقل نرخ تخلیهٔ هوا بر اساس ASHRAE Standard 62.1-2019**

| کاربری | نرخ تخلیهٔ هوا |
|---|---|
| اتاق جمع‌آوری رخت کثیف | 1.00 cfm/ft$^2$(5.0L/s) |
| اتاق چاپ و کپی | 0.50 cfm/ft$^2$(2.5L/s) |
| اتاقک دوش به ازای هر واحد | 20/50cfm/unit (25/50L/s. unit) |
| انبار مواد شیمیایی | 1.50 cfm/ft$^2$(7.5L/s) |
| آرایشگاه | 0.50 cfm/ft$^2$(2.5L/s) |
| آزمایشگاه دانشگاهی | 1.00 cfm/ft$^2$(5.0L/s) |
| آشپزخانه کوچک یا آبدارخانه | 0.30 cfm/ft$^2$(1.5L/s) |
| آشپزخانهٔ تجاری، صنعتی | 0.70 cfm/ft$^2$(3.5L/s) |
| آشپزخانهٔ خانگی به ازای هر واحد | 50/100cfm/ unit (25/50L/s. unit) |
| پارکینگ | 0.75 cfm/ft$^2$(3.7L/s) |
| تاریکخانه | 1.00 cfm/ft$^2$(5.0L/s) |
| تعمیرگاه | 1.50 cfm/ft$^2$(7.5L/s) |
| توالت خصوصی به ازای هر واحد | 25/50cfm/ unit (12.5/25L/s. unit) |
| توالت عمومی به ازای هر واحد | 50/70cfm/ unit (25/35L/s. unit) |
| رختکن برای مراکز درمانی، صنعتی و ورزشی | 0.50 cfm/ft$^2$(2.5L/s) |
| سالن زیبایی | 0.60 cfm/ft$^2$(3.0L/s) |
| سایر رختکن‌ها | 0.25 cfm/ft$^2$(1.25L/s) |
| سلول زندان با توالت | 1.00 cfm/ft$^2$(5.0L/s) |
| فروشگاه حیوانات خانگی | 0.90 cfm/ft$^2$(4.5L/s) |
| کارگاه چوب | 0.50 cfm/ft$^2$(2.5L/s) |
| کلاس درس | 0.50 cfm/ft$^2$(2.5L/s) |
| کلاس هنر | 0.70 cfm/ft$^2$(3.5L/s) |
| محل جمع‌آوری زباله و بازیافت | 1.00 cfm/ft$^2$(5.0L/s) |

Source: ANSI/ ASHRAE Standard 62.1-2019.Page: 21

**مثال:** تصویر 3-2 پلانی از یک ساختمان اداری با 23000 فوت مربع مساحت که 20950 فوت مربع آن برای محاسبهٔ کل هوای تازهٔ مورد نظر است. در طرفین راست و چپ این طبقه تعدادی دفتر کار و در بخش شمالی و جنوبی آن مجموعاً چهار اتاق کنفرانس قرار دارد و در میانه، پلکان، آسانسور، سرویس بهداشتی، رختکن و تأسیسات قرار گرفته و سایر بخش‌ها، فضای اداری باز است.

در جدول 3-2 تعداد افراد هر منطقه ($P_z$) فهرست شده که جمعاً 152 نفر است. با این حال با توجه به این که ممکن است برخی افراد به هنگام جلسات نه در دفتر خود بلکه در اتاق کنفرانس حاضر باشند و یا در فضاهای دیگر و یا حتی خارج از طبقه، می‌توان تعداد جمعیت حاضر قابل انتظار برای طراحی سیستم ($P_s$) را 102 نفر در نظر گرفت. بنابراین نسبت جمعیت قابل انتظار به حداکثر تعداد جمعیت در طبقهٔ مورد مثال 0.67 است:

$$D = 102/152 = 0.67$$

پیش از این به هوای مؤثر منطقه ($E_z$) اشاره شد. در اینجا قبل از حل مثال به تهویهٔ مؤثر سیستم ($E_v$)می‌پردازیم تا از طریق آن بتوانیم مقدار هوای ورودی ($V_{ot}$) برای کل طبقه را محاسبه کنیم. اگر(D) بزرگتر یا برابر با 0.60 باشد؛ می‌توان ($E_v$) را 0.75 در نظر گرفت؛ اما چنانچه (D) کوچکتر از 0.60باشد؛ ($E_v$) باید از طریق رابطهٔ مندرج در تصویر4-2 محاسبه شود.

$$V_{bz} = (R_p \times P_z) + (R_a \times A_z)$$

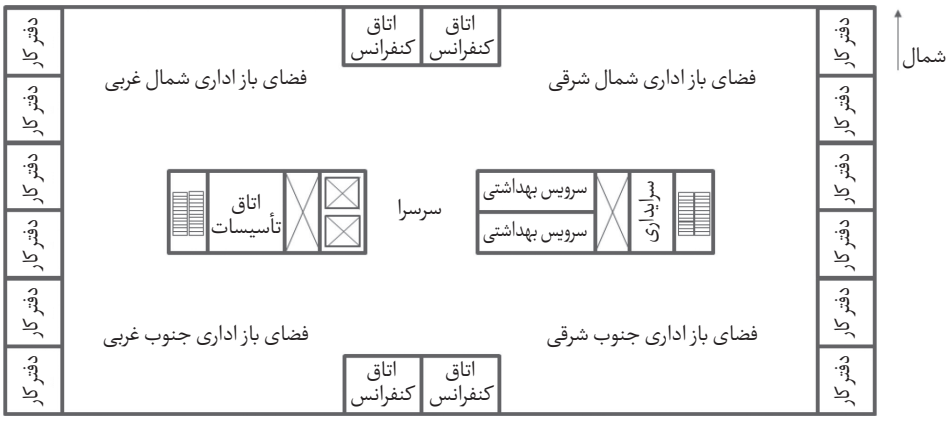
برای تعیین دبی هوای کل ($V_{ou}$) باید ضریب (D) در تعداد نفرات و دبی به ازای هر نفر ($R_p \times P_z$) تأثیر داده شود. بنابراین رابطهٔ بالا به شکل زیر در خواهد آمد:

$$V_{ou} = [\, D \times (R_p \times P_z)] + (R_a \times A_z)$$
$$V_{ou} = [\, 0.67(152 \times 5)] + (0.06 \times 20950)$$
$$V_{ou} = [\, 0.67(760\ cfm)] + (1257cfm) = 1766.2 \sim 1767\ cfm$$

در رابطهٔ بالا برای سرراست شدن دبی می‌توان 1257cfm را 1258 cfm هم در نظر گرفت که نتیجه نهایی 1767 cfm خواهد شد. اینک برای تعیین دبی نهایی کل باید (Ev) را نیز در نظر گرفت:

$$Vot = Vou / Ev = 1767\ cfm / 0.75 = 2356\ cfm$$

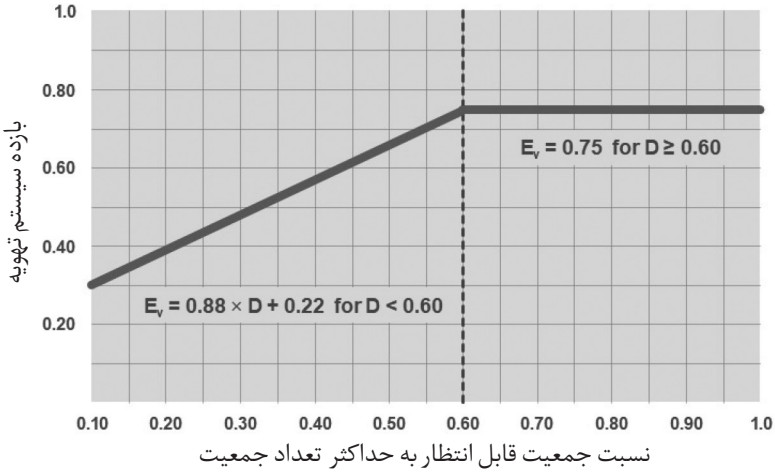
تمامی این مراحل محاسباتی در جدول 3-2 با جزئیات کامل آمده است که می‌تواند الگوی بسیار مناسبی برای این‌گونه محاسبات باشد.




**تصویر 2-3 ) پلان طبقهٔ اداری مورد مثال برای تعیین دبی هوای تازه**

**جدول 2-3) جدول مربوط به حل مثال**

| منطقه | $P_z$ | $R_p$ Cfm/p | $P_z \times R_p$ cfm | $A_z$ $Ft^2$ | $R_a$ $Cfm/ft^2$ | $A_z \times R_a$ cfm | $V_{bz}$ cfm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| دفاتر غربی | 6 | 5 | 30 | 1575 | 06.0 | 95 | 125 |
| دفاتر شرقی | 6 | 5 | 30 | 1575 | 0.06 | 95 | 125 |
| فضای باز اداری شمال غربی | 19 | 5 | 95 | 3800 | 0.06 | 228 | 323 |
| فضای باز اداری جنوب غربی | 19 | 5 | 95 | 3800 | 0.06 | 228 | 323 |
| فضای باز اداری شمال شرقی | 21 | 5 | 105 | 4200 | 0.06 | 252 | 357 |
| فضای باز اداری جنوب شرقی | 21 | 5 | 105 | 4200 | 0.06 | 252 | 357 |
| اتاق‌های کنفرانس شمالی | 30 | 5 | 150 | 600 | 0.06 | 36 | 186 |
| اتاق‌های کنفرانس جنوبی | 30 | 5 | 150 | 600 | 0.06 | 36 | 186 |
| لابی آسانسور | 0 | 5 | 0 | 600 | 0.06 | 36 | 36 |
| $\Sigma P_z$ | 152 | $\Sigma P_z X R_p$ 760 | | – | $\Sigma A_z X R_a$ 1258 | | – |
| $P_s$ | 102 | – | – | – | – | – | – |
| $D = Ps / \Sigma_{all\ zons} P_z$ | 102/152 | $V_{ou}$ | $V_{ou} = [0.67(760\ cfm)] + (1257cfm)$ $= 1766.2 \sim 1767\ cfm$ | | | | |
| = | 67.0 | = | | | | | |



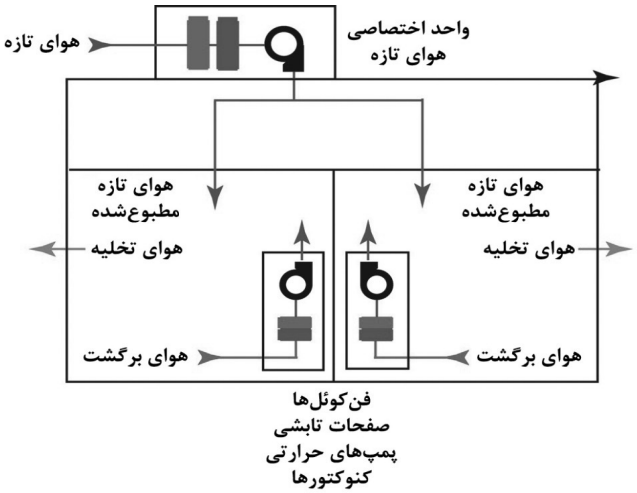

**تصویر 2-4 ) تعیین Ev وقتی D کمتر از 0.60 باشد.**

## ۳-۲) سیستم اختصاصی هوای تازه(Dedicated Outdoor Air System)

تأمین هوای تازه از طریق یک واحد هواساز مجزا و اختصاصی فراهم‌آورندهٔ امکان کنترل محلی بر بارهای گرمایش و سرمایش است. در این سیستم، پایانه‌های اتاقی مانند فن‌کوئل (در سیستم دوفصلی)، سقف سرد و یا رادیاتور (در سیستم تک‌فصلی) به صورت محلی بارهای محسوس و نهان داخلی را جبران می‌کنند، اما بارهای محسوس و نهان هوای تازه، ضمن امکان کنترل رطوبت و پالایش هوا، به کمک یک واحد مرکزی جبران می‌شوند. البته نقش DOAS متناسب با شرایط و کاربری به جای یک هواساز یک منطقه‌ای می‌تواند به یک واحد خنک‌کنندهٔ انبساط مستقیم، رطوبت‌گیر مکانیکی و یا رطوبت‌گیر از نوع خشک با سطوح آغشته به مواد جاذب رطوبت واگذار شود.

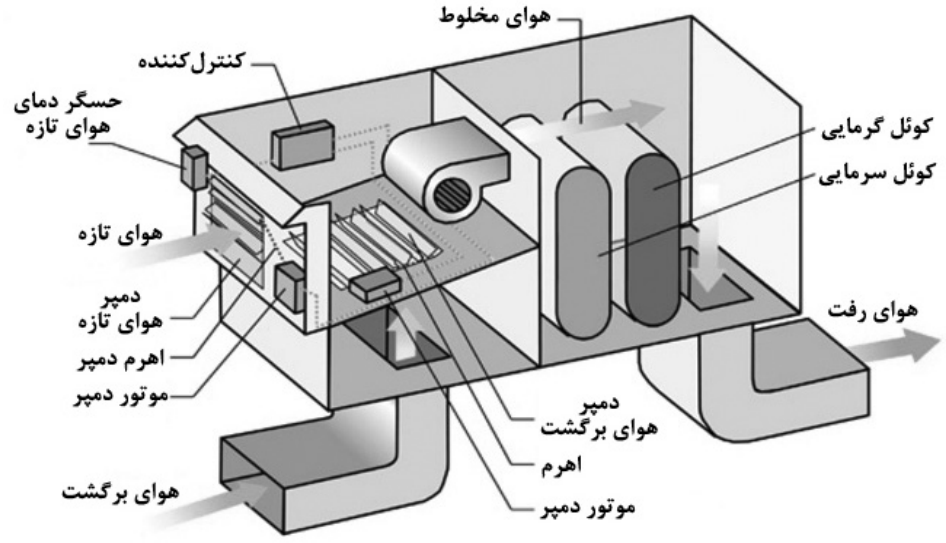
استفاده از این سیستم تنها منوط به استفاده از پایانه‌های اتاقی مانند فن‌کوئل نیست، بلکه تحت شرایطی می‌توان از هواسازهای یک منطقه‌ای هم برای جبران بارهای داخلی بهره برد و، در عین حال، جبران بارهای ناشی از تأمین هوای تازه را به یک واحد هواساز مرکزی واگذارد.

DOASوقتی تأثیر قابل توجهی بر مصرف انرژی دارد که امکان اختلاط بخشی از هوای برگشت با هوای تازه و یا تبادل انرژی بین این دو جریان وجود داشته باشد. چنانچه امکان بازچرخانی وجود نداشته باشد، تمامی هوا باید تخلیه شود. در این صورت وجود مبدّل هوابه‌هوا شرایط را برای تبادل انرژی بین دو هوای تازه و تخلیه فراهم می‌آورد. بنابراین انواعی از سیستم DOAS دو مسیر موازی دارند. یک مسیر برای جبران بار محسوس و نهان، و مسیر دیگر که عمدتاً به جبران بار محسوس ناشی از گرمای ساکنین و تجهیزات اختصاص داده می‌شود.



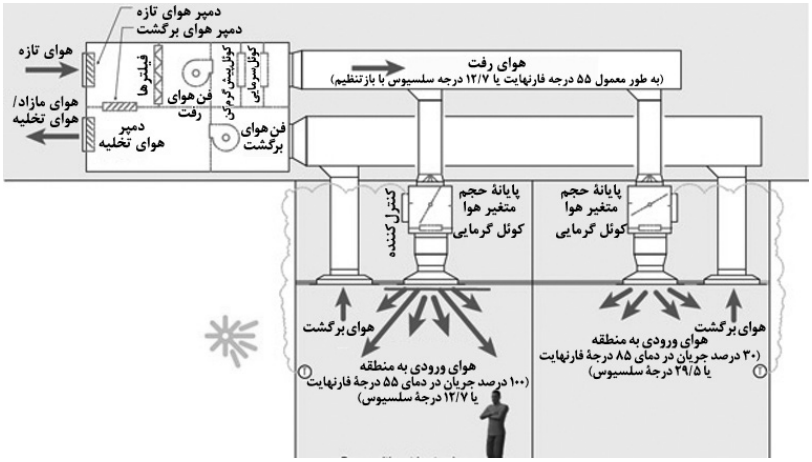

**تصویر 1-3) سیستم اختصاصی هوای تازه (DOAS) یک منطقه‌ای**

در این حالت یک هواساز صرفاً برای تأمین هوای تازهٔ پایانه‌های اتاقی مورد استفاده قرار می‌گیرد و مسیری برای جریان هوای برگشت و یا تخلیه، که منتهی به هواساز شود، وجود ندارد و عمل تخلیه مجزا و مستقل صورت می‌گیرد.



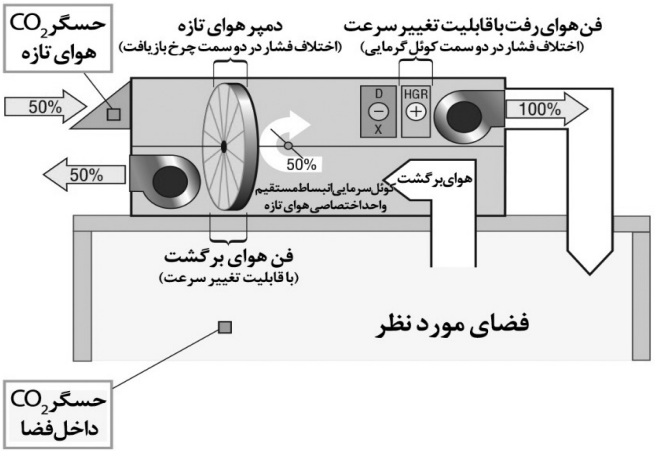

**تصویر 2-3) سیستم اختصاصی هوای تازه (DOAS) با برگشت هوا**

در این حالت هدایت جریان هوای برگشت به هواساز اختصاصیِ هوای تازه این امکان را به وجود می‌آورد که بخشی از آن با توجه به عملکرد کنترل‌کننده‌ها با هوای تازه مخلوط شود.




**تصویر 3-3) سیستم اختصاصی هوای تازه (DOAS) با دو مسیر موازی هوای تازه و تخلیه با پایانهٔ حجم متغیر (VAV)**

در این حالت دو فن هوای تازه و هوای برگشت در دو مسیر موازی موجب جریان یافتن هوا می‌شوند و در میان دو مسیر موازی و در مسیر دهش فن برگشت و مکش فن رفت هوای تازه، دمپری تعبیه می‌شود تا با عملکرد کنترل‌کننده‌ها، متناسب با شرایط، بخشی از هوای برگشت را قبل از تخلیه برای کاهش بار کوئل‌های سرمایی و گرمایی با هوای تازه مخلوط کند.

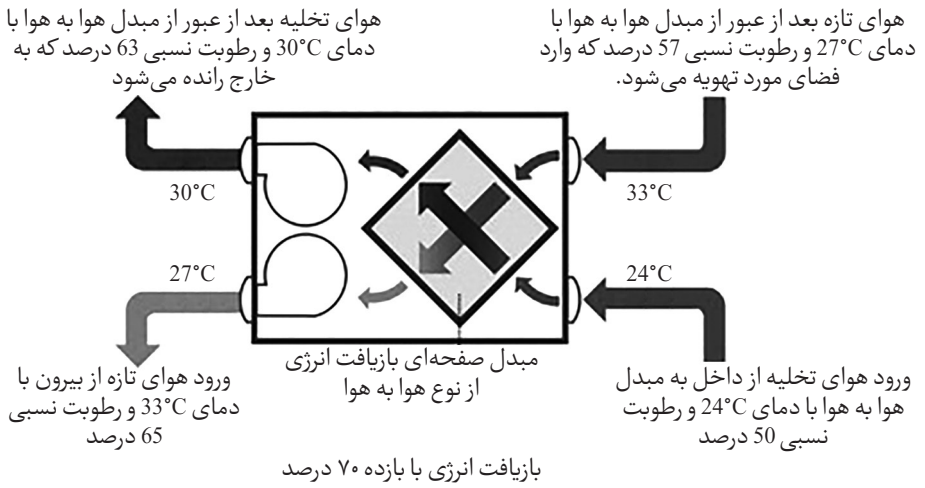



**تصویر 4-3) سیستم اختصاصی هوای تازه (DOAS) با دو مسیر موازی هوای تازه و تخلیه با چرخ بازیافت انرژی**

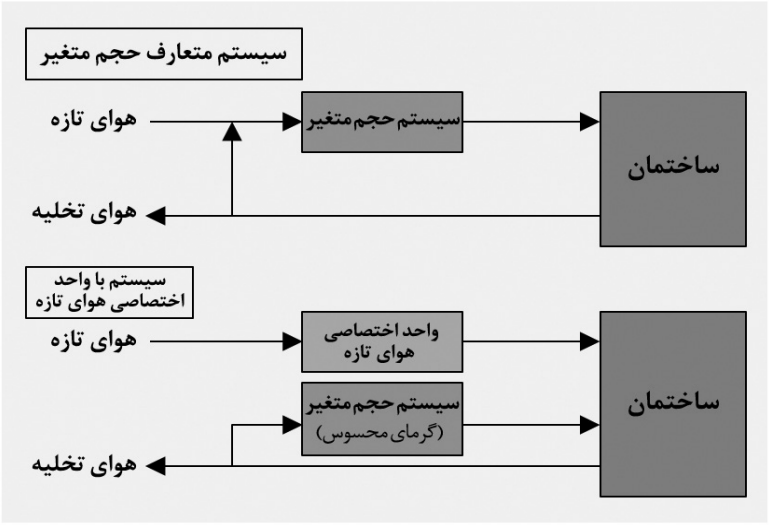
در این حالت دو فنِ هوای تازه و هوای تخلیه در دو مسیر موازی موجب جریان یافتن هوا می‌شوند، و در میان دو مسیر موازی و در مسیر مکشِ هر دو فن دمپری تعبیه می‌شود تا با عملکرد کنترل‌کننده‌ها، متناسب با شرایط، بخشی از هوای برگشت را قبل از تخلیه برای کاهش بار کوئل‌های سرمایی و گرمایی با هوای تازه مخلوط کند و انرژی بخش دیگری از هوا، که قرار است تخلیه شود، به کمک چرخ بازیافت به هوای ورودی داده شود. به طور معمول، نسبت بین هوای تخلیه، که انرژی آن قبل از خروج باید بازیافت شود، با هوای برگشت، که با هوای تازه مخلوط می‌شود، پنجاه درصد است. چنانچه امکان بازچرخانی وجود نداشته باشد، دمپر تخلیط استفاده نمی‌شود و کل هوای برگشت نیز هوای تخلیه محسوب می‌شود، ولی با کمک چرخ بازیافت، انرژی آن به هوای تازهٔ ورودی منتقل می‌شود.

یکی از دغدغه‌ها در به‌کارگیری سیستم‌های حجم متغیر، احتمال کاهش ناخواستهٔ حجم هوای تازه در اثر کاهش هوای رفت به فضای مورد تهویه به هنگام عملکرد کاهندهٔ هوای ورودی است. در سیستم(DOAS) ، با توجه به استقلال مسیر هوای تازه، احتمال کاهش حجم هوای تازه در اثر کاهش کلی حجم هوا از بین می‌رود و، در عین حال، امکان بازیافت انرژی هوای تخلیه نیز وجود خواهد داشت.

واحد اختصاصی تأمین هوای تازه بنا به شرایط اقلیمی می‌تواند ضمن وظیفهٔ اصلی عملیات سرمایی، گرمایی، رطوبت‌زنی یا رطوبت‌زدایی انجام دهد. در این صورت پایانه‌های اتاقی تنها



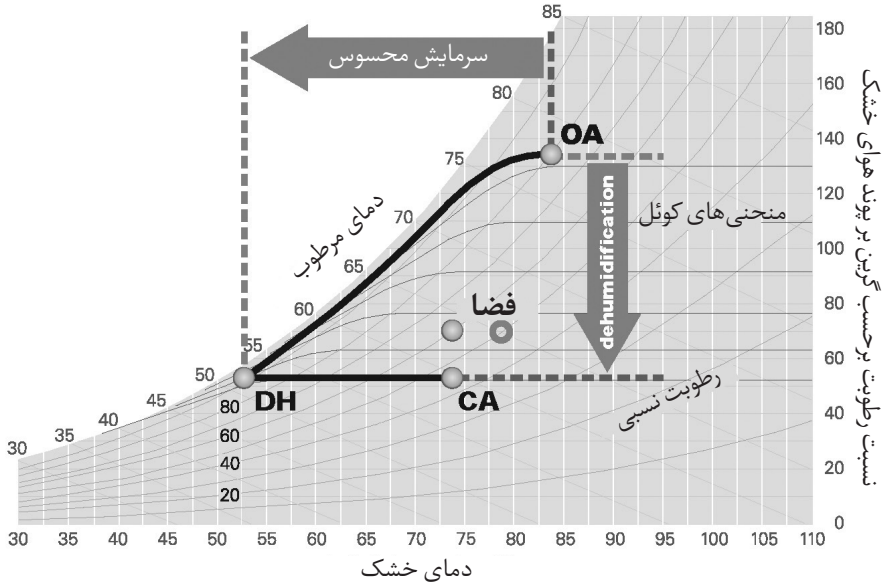

**تصویر 5-3) مبدّل هوا به هوا**




**تصویر 6-3) مقایسهٔ یک سیستم حجم متغیر متعارف با یک سیستم حجم متغیر مجهز به سیستم اختصاصی هوای تازه (DOAS)**

وظیفهٔ جبران بارهای گرمایی و سرمایی را به عهده دارند و عملیات تهویه مطبوع به عهده آنها نیست. در بسیاری از موارد لازم می‌آید که واحد اختصاصی هوای تازه عمل رطوبت‌گیری را نیز انجام دهد که در این صورت با توجه به سرد شدن هوای تازه،گرمایش مجدد برای متعادل کردن هوای ورودی ضروری می‌شود. بنابراین فرایند جانبی رطوبت‌گیری با کوئل سرد، خواسته یا ناخواسته توأم با سرمایش و کاهش دمای هوای خروجی از واحد اختصاصی هوای تازه است که در پاره‌ای موارد ممکن است شرایط آسایش حرارتی را برهم زده و فرایند بازگرمایش برای رسیدن به دمای دلخواه منجر به اتلاف انرژی شود. اما اگر هوای تازه از واحد اختصاصی به طور مستقیم وارد فضای مورد تهویه شود، می‌توان در مرحلهٔ انتخاب از واحد اتاقی کم ظرفیت‌تری استفاده کرد و تأمین بخشی از سرمایش فضا را به واحد اختصاصی تأمین هوای تازه واگذارد تا از این طریق نیاز به بازگرمایش مرتفع شده و اتلاف انرژی صورت نگیرد.

مطابق نمودار سایکرومتریک هوای تازه (OA) پس از عبور از کوئل سرد از دمای خشک حدود 85 درجه فارنهایت به دمای خشک حدود 56 درجه فارنهایت می‌رسد و در عین حال رطوبت‌زدایی می‌شود. هوای رطوبت‌زدایی شده (DH)برای متعادل شدن دما باید مجدداً گرم شود تا به نقطهٔ (CA)برسد. بنابراین برای ثبات تقریبی دمای هوای رطوبت‌زدایی شده و نیاز به بازگرمایش مقداری انرژی تلف می‌شود. برای پرهیز از این اتلاف و عدم نیاز به بازگرمایش می‌توان




**تصویر 3-7) سرمایش محسوس به عنوان فرایند جانبی رطوبت‌زدایی از طریق کوئل سرد.**

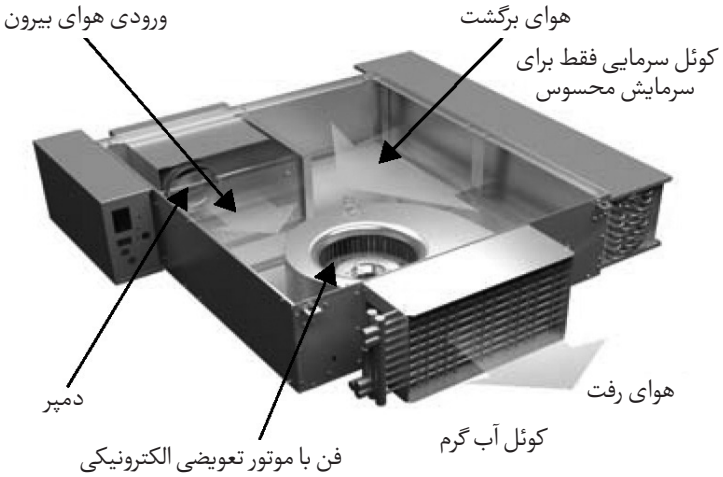
از واحد اتاقی کم ظرفیت‌تر(سرمایشی) استفاده کرد و جبران بخشی از بار سرمایشی را به واحد اختصاصی هوای تازه (DOAS)واگذارد.

در سیستم تأمین هوای تازهٔ اختصاصی (DOAS) فارغ از تجهیزات تبادل حرارت متعارف مانند فن‌کوئل و هواساز و غیره می‌توان از پایانهٔ اتاقی ویژه‌ای هم برای بار جبران بارهای محسوس استفاده کرد. این پایانه‌ها همان‌گونه که در تصویر8-3 مشاهده می‌شود دارای بخش‌های زیر است:

- ورودی هوای تازه و مطبوع شده (CA) که از طریق هواساز اختصاصی هوای تازه تأمین می‌شود؛
- دمپر هوای ورودی؛
- ورودی هوای برگشت (RA) که هوای داخل اتاق یا منطقه از طریق این ورودی با هوای تازهٔ تهویه شده (CA) مخلوط شده و بار دیگر در اتاق بازچرخانی می‌شود؛
- کوئل آب سرد فقط برای کنترل سرمایش محسوس بدون این که عمل رطوبت‌گیری را انجام دهد؛
- کوئل آب گرم یا گرمکن برقی؛
- خروجی هوای رفت (SA) که هوای مخلوط (MA) را به کمک فن به داخل فضای اتاق یا منطقه می‌راند؛
- فن با موتور تعویضی[1] الکترونیکی (ECM) برای تغییر سرعت.

---

1- نوعی موتور جریان مستقیم که در آن به جای استفاده از جاروبک و کموتاتور یک مدار الکترونیکی جریان سیم‌پیچ‌ها را برای تغییر قطبیت عوض می‌کند و برخوردار از آهنربای دائمی است.




**تصویر 8-3) پایانهٔ اتاقی برای سیستم DOAS**




**تصویر 9-3) ارتباط سیستم DOAS با پایانه های اتاقی برای تأمین هوای تازه به صورت اختصاصی و کنترل سرمایش محسوس**

هر پایانه با توجه به ساختار و تجهیزات داخلی ضمن اختلاط هوای برگشت و هوای رفت و بازچرخانی آن در فضا با کمک دمپر هوای تازهٔ ورودی که هم‌چون یک دمپر حجم متغیر متعارف عمل می‌کند می‌تواند بار اتاق یا منطقهٔ مورد نظر را به طور اختصاصی و مجزا از سایر مناطق یا اتاق‌ها جبران کند. کوئل آب گرم یا گرمکن برقی یک گزینهٔ اختیاری است که بنابه نیاز به ساختار پایانه اضافه می‌شود؛ اگر نه چنین پایانه‌های ضمن جبران بارهای داخلی، عمدتاً برای کنترل سرمایش محسوس، بدون رطوبت‌گیری و عمل تقطیر مورد استفاده قرار می‌گیرند. زیرا عملیات مطبوع‌سازی از جمله رطوبت‌گیری(در صورت نیاز) توسط هواساز اختصاصی تأمین هوای تازه انجام می‌شود. دفع گرمای نهان ناشی از حضو افراد و تجهیزات توسط واحد اختصاصی هوای تازه صورت می‌گیرد. اصولاً یکی از کارآمدی‌های این سیستم که منجر به صرفه‌جویی قابل توجه

در مصرف انرژی می‌شود، دفع و تخلیهٔ گرمای نهان ناشی از حضور افراد و تجهیزات است. زیرا بنابه یک اصل کلی بهتر این است که گرمای تولید شده توسط افراد و تجهیزات از منطقهٔ مورد تهویه تخلیه شود، نه این که انرژی‌ای صرف جبران چنین بارهای شود.

گرمای تولید شده را نباید به کمک تجهیزات سرمایشی خنک کرد تا شرایط داخلی را به شرایط آسایش رساند. این اشتباه بزرگی است که متأسفانه در برخی از طرح‌ها دیده می‌شود. به عنوان مثال برای مقابله با گرمای ناشی از روشنایی‌ها یا سایر تجهیزات به جای تخلیه گرما، با در نظر گرفتن ظرفیت سرمایش اضافی درصدد خنک‌سازی بر می‌آیند. آن‌چه بیش از همه در دفع گرمای نهان مهم است ابتدا تخلیه هوا و سپس گرفتن گرمای نهان ناشی از رطوبت هواست. جز در مواردی خاص، طرح و عملکردی غیر از این حتماً با اتلاف انرژی بسیاری همراه خواهد بود. توجه به این نکته نه تنها در طراحی سیستم‌های DOAS بلکه در انواع روش‌های تهویه مطبوع بسیار مهم و بنیادی است.

آب سردی که وارد کوئل پایانه می‌شود باید دارای دمایی بالاتر از دمای نقطهٔ شبنم اتاق یا منطقه باشد(بین 56 تا 58 درجه فارنهایت یا 13.5 تا 14.5 درجه سلسیوس) تا بدون رطوبت‌گیری و احتمال تقطیر روی کوئل تنها منجر به کاهش گرمای محسوس شود. بنابراین واحد اختصاصی تأمین هوای تازه باید به اندازهٔ کافی هوای ارسالی را خشک کند.

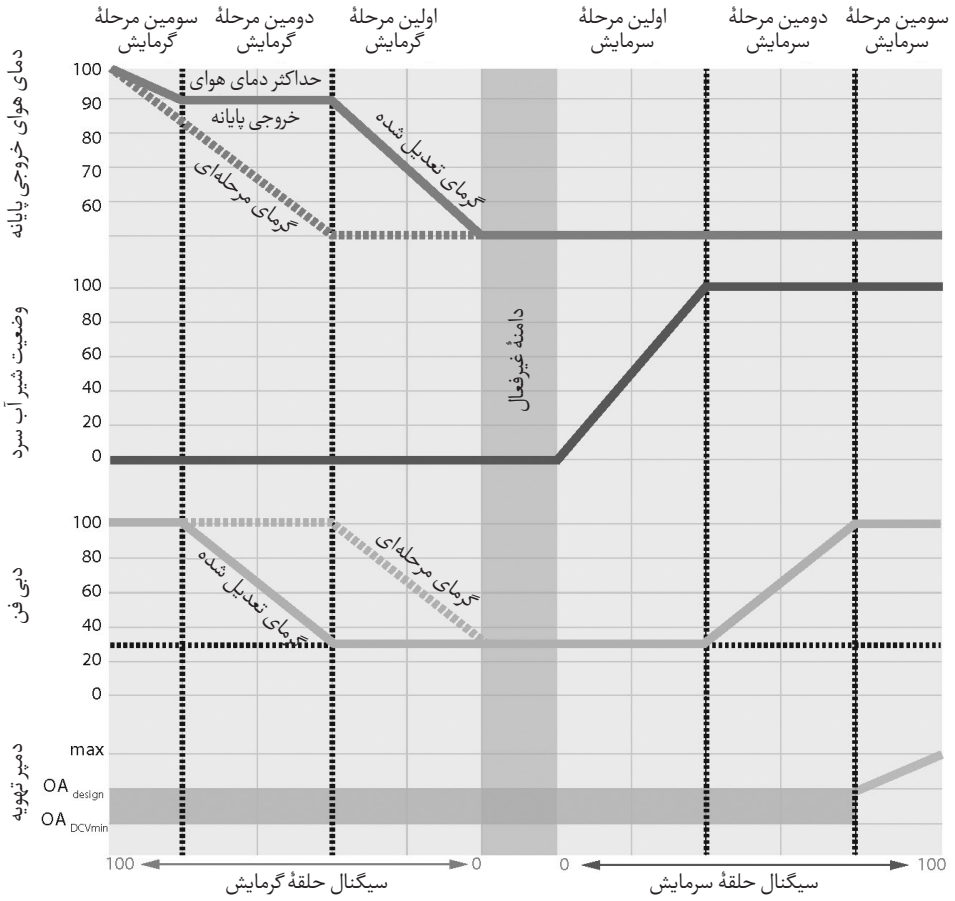
هریک از پایانه‌ها در اتاق‌ها برای دلخواه‌سازی هوا و کنترل سرمایش محسوس بدون رطوبت‌گیری در وضعیت‌های متفاوت باید دارای عملکردی باشند که در قالب نمودار در تصویر 10-3 نمایش داده شده است.

نوار خاکستری میانی منطقهٔ انفعال و در واقع متعادلی است که در آن شیر آب سرد کاملاً بسته و فن فقط در حد تأمین حداقل هوای تازه کار می‌کند و دمپر هم در حدی که حداقل هوای تازه وارد شود، باز می‌ماند و کوئل‌های گرمایشی و سرمایشی با توجه به نقطهٔ تنظیم در مدار قرار نمی‌گیرند.

حالت‌های ممکن عبارتند از:

- اتاق با حضور افراد، وضعیت متعادل
- اتاق با حضور افراد، وضعیت سرمایشی
- اتاق با حضور افراد، وضعیت گرمایشی

**در حالت اول** یعنی اتاق با **حضور افراد - وضعیت متعادل** دما متناسب با نقطهٔ تنظیم رضایت‌بخش و دلخواه است. بنابراین مطابق نمودار تصویر10-3 وضعیت پایانه را باید در نوار عمودی خاکستری رنگ جستجو کرد. در این حالت دمپر تهویه فقط در حد تأمین حداقل هوای تازه باز و فن نیز در همین حد(مطابق نمودار در حدود 30 درصد) فعال است. هر دو شیر کوئل‌های سرمایشی و




**تصویر 10-3) نمودار عملکرد پایانه در سه وضعیت گرمایشی، متعادل و سرمایشی.**

گرمایشی کاملاً بسته و کوئل‌ها از مدار خارج هستند و یا اگر از گرمکن برقی استفاده شده باشد، برق گرمکن قطع خواهد بود.

**در حالت دوم یعنی با حضور افراد- وضعیت سرمایشی**، دمای اتاق بیش از نقطهٔ تنظیم خواهد بود و این به معنای کار کردن پایانه برای کاهش گرمای محسوس است. بنابراین سیگنالی برای عملکرد متناسب پایانه ارسال می‌شود و پایانه در سه مرحله درصدد جبران بار گرمایش بر می‌آید. (نک. تصویر 10-3) در مرحلهٔ اول شیر به صورت تدریجی باز می‌شود تا جریان آب سرد در کوئل جاری شود. این مرحله در نمودار مشخص شده است. در مرحلهٔ دوم سرمایش شیر به طور کامل باز می‌شود و سرعت فن هم به تدریج افزایش می‌یابد تا ظرفیت پایانه را به ظرفیت سرمایشی

مورد نیاز و از پیش تنظیم شده برساند، اما در این مرحله دمپر همچنان در حد تأمین حداقل هوای تازه می‌ماند. در مرحلهٔ سوم و هنگامی که سرعت فن به حداکثر رسید، چنانچه ظرفیت سرمایشی به مقدار جبران بار نباشد، دمپر هوای تازه به تدریج باز می‌شود و دبی هوای پیش سرد و رطوبت‌گیری شده افزایش پیدا می‌کند تا ظرفیت سرمایشی صددرصد شود. این مراحل سه گانه در سمت راست نمودار10-3 قابل مشاهده است.

**در حالت سوم یعنی با حضور افراد- وضعیت گرمایشی**، با کاهش دمای اتاق یا منطقه، پایانه مانند وضعیت سرمایشی در سه مرحله بار گرمایشی را جبران می‌کند. در مرحلهٔ اول شیر کوئل آب گرم متناسب با دمای نقطهٔ تنظیم، دمای منطقه یا اتاق را حفظ می‌کند و فن در حد تأمین حداقل هوای تازه کار خواهد کرد. در مرحلهٔ دوم وقتی دمای خروجی از پایانه (DAT) افت کند و به 90 درجه فارنهایت برسد؛ سرعت فن افزایش می‌یابد ولی شیر کوئل به همان مقدار مرحلهٔ اول باقی می‌ماند تا این که افت دما بیشتر شود. با افت دمای بیشتر و در مرحلهٔ سوم فن به حداکثر سرعت خود خواهد رسید و شیر کوئل هم متناسب با افت دما بیشتر باز می‌شود تا در نهایت دما را در حد نقطهٔ تنظیم برساند و نیاز گرمایی را برآورده کند. در صورت استفاده از گرمکن برقی، شیر اتوماتیک و جریان آب گرم حذف می‌شود و گرمکن برقی SCR[1] متناسب با نیاز در مدار قرار می‌گیرد. سه مرحلهٔ گرمایش در سمت چپ نمودار10-3 قابل مشاهده است. در این نمودار عملکرد گرمکن الکتریکی و تناسب آن با فن به صورت نقطه‌چین نمایش داده شده است. مطابق نمودار در صورت استفاده از گرمکن الکتریکی ابتدا سرعت فن افزایش پیدا می‌کند و گرمکن خاموش می‌ماند و هنگامی که فن به حداکثر سرعت خود رسید، گرمکن الکتریکی شرایط گرمایی را به نقطهٔ تنظیم می‌رساند.

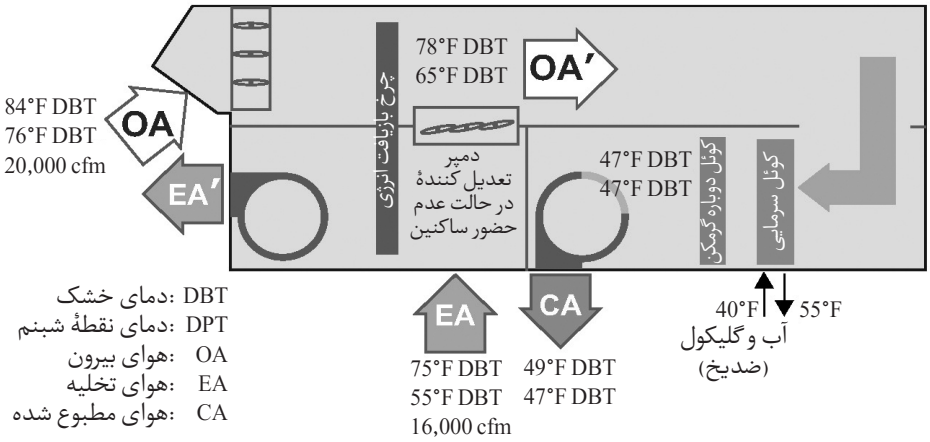
یکی از مزایایی قابل توجه و مهم پایانه‌های اتاقی همراه با واحد اختصاصی تأمین هوای تازه ایجاد سهولت در کنترل نرخ تهویه یا DCV است. زیرا از آنجاکه واحد اختصاصی تأمین هوای تازه قابلیت ارسال صددرصد هوای تازه و مطبوع شده به کمک دمپر قابل کنترل نصب شده در هر پایانه را دارد؛ با نصب حسگر $CO_2$ و یا حسگر حضور افراد می‌توان نرخ تهویه را متناسب با وضعیت هوای خارج و غلظت $CO_2$ یا تراکم جمعیت در هر منطقه کنترل کرد. در عین حال اگر به سرمایش بیشتر یا رطوبت‌گیری فزونتر نیاز باشد می‌توان با نادیده گرفتن ترتیب عملکرد DCV و با نصب یگ حسگر رطوبت، نقطهٔ شبنم منطقه را اندازه‌گیری کرد و چنان‌چه نقطهٔ شبنم بیش از مقدار تعیین شده باشد، با ارسال سیگنالی امکانی برای باز شدن بیشتر دمپر هوای ورودی رطوبت‌گیری شده به وجود آورد تا نقطهٔ شبنم به آستانهٔ مطلوب- مثلاً 55 درجه فارنهایت- رسانده شود.

1- Silicon Controlld Rectifier(SCR)

در شرایطی که از پایانه‌های اتاقی استفاده می‌کنیم انتظار این است که هوا خشک باشد و هیچ‌گونه تقطیری روی کوئل سرد اتفاق نیفتد؛ اما علی‌رغم این امر مطلوب، برای تقطیر ناخواسته و اندک می‌توان تشتکی برای جمع‌آوری رطوبت تقطیر شده در نظر گرفت و حسگر تشخیص دهندهٔ نَم در آن نصب کرد تا با ارسال سیگنالی شیر کنترل دبی آب سرد را ببندد و فن به طور طبیعی در مراحل دوم سوم (نک تصویر 10-3) به کار خود ادامه دهد تا وقتی که حسگر سیگنالی مبنی بر عدم وجود میعانات ارسال کند؛ که در این صورت شیر بار دیگر مسیر جریان آب سرد را باز خواهد کرد. علاوه بر این اگر حسگر رطوبت منطقه‌ای نصب شده و سنجش نقطهٔ شبنم نشان دهند که دمای نقطهٔ شبنم افزایش یافته و به بالاتر از دمای آب سرد جاری رسیده است، فرمانی برای بسته شدن شیر صادر می‌شود و دمپر ورودی و فن به کار عادی خود در مراحل دوم و سوم ادامه می‌دهند تا شرایط مطلوب برای کاهش نقطهٔ شبنم فراهم آید و در این صورت است که با باز شدن شیر بار دیگر جریان آب سرد در کوئل برقرار می‌شود. بنابراین با روش‌هایی پیش گفته می‌توان در حد بسیار خوبی از تقطیر رطوبت روی کوئل سرد جلوگیری کرد و بدینوسیله از کوئل فقط برای سرمایش محسوس استفاده کرد.

همان‌گونه که پیش از این اشاره شد شرط اصلی استفاده از پایانه‌های اتاقی برای جبران بار محسوس، خشک بودن هوای ارسالی از سوی واحد اختصاصی تأمین هوای تازه (DOAS) است تا از تقطیر رطوبت روی کوئل سرد پایانه جلوگیری شود. بنابراین واحد اختصاصی هوای تازه باید با پیکربندی و تحت شرایطی کار کند که دمای نقطهٔ شبنم منطقه یا اتاق 55 درجه فارنهایت(12.8 درجه سلسیوس) یا کمتر باشد. از این رو در اینجا به چند شیوه و پیکربندی واحد اختصاصی هوای تازه به منظور رطوبت‌گیری با مفروض داشتن نقطهٔ شبنم 47 درجه فارنهایت( 8.3درجه سلسیوس)خواهیم پرداخت و فرض را بر این می‌گذاریم که آب سرد رفت به کوئل برای رطوبت‌گیری 40درجه فارنهایت( 4.4درجه سلسیوس) است تا این که هوای خروجی با دمای نقطهٔ شبنم47 درجه فارنهایت( 8.3درجه سلسیوس) را رطوبت‌گیری کند. دمای آب کوئل پایانه را نیز57 درجه فارنهایت( 13.8درجه سلسیوس) در نظر می‌گیریم تا با نگهداشتن نقطهٔ شبنم منطقه در دمای55 درجه فارنهایت( 12.8درجه سلسیوس) از تقطیر جلوگیری شود. نکتهٔ مهم این‌که در هر سه شیوهٔ مورد بررسی چرخ انتالپی برای صرفه‌جویی در انرژی و تبادل انرژی بین هوای تازهٔ ورودی و تخلیهٔ هوا در نظر گرفته شده است.

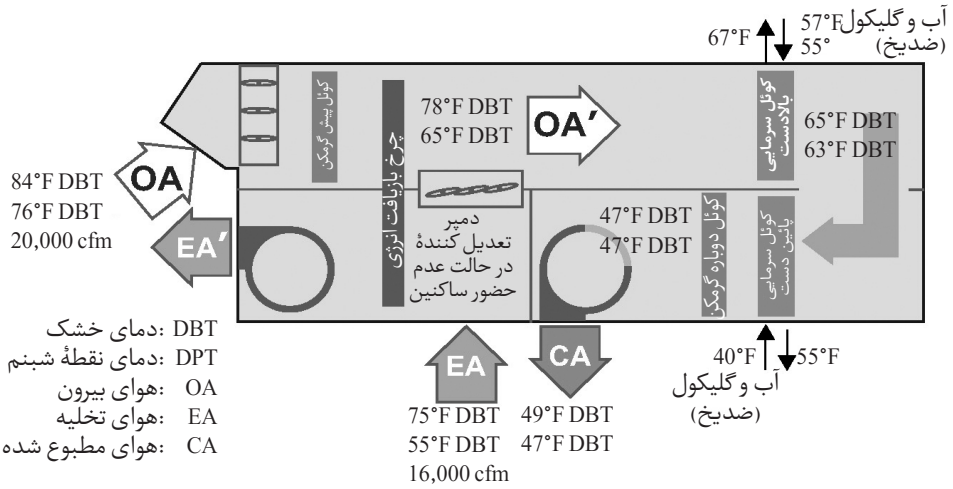
**شیوه و پیکربندی اول**، استفاده از **کوئل سرمایی به علاوه کوئل دوباره گرمکن** است. چگونگی این پیکربندی در تصویر11-3 به نمایش درآمده است.




**تصویر 11-3) استفاده از کوئل سرمایی برای رطوبت‌گیری و کوئل دوباره گرمکن در واحد اختصاصی تأمین هوای تازه(DOAS)**

شرایط دمایی هوای بیرون و همین‌طور دبی هوای بیرون (20000 cfm) بر روی تصویر مشخص است. هوای بیرون پس از گذر از چرخ بازیافت انرژی و تبادل انررژی با هوا تخلیه دچار افت دما می‌شود و دمای خشک ورودی (28.8°C)84°F تا (25.5°C)78°F کاهش می‌یابد و همین‌طور دمای مرطوب هم از(24.4°C)76°F به (18.3°C)65°F می‌رسد و به سمت کوئل سرمایی برای پیش سرمایش به منظور اخذ گرمای نهان و رطوبت ادامهٔ مسیر می‌دهد. دمای آب ورودی و خروجی کوئل سرمایی به ترتیب (4.4°C)40°F و (12.8°C)55°F است. هوای رطوبت‌گیری شده و خنک پس از گذر از کوئل سرمایی از روی کوئل دوباره گرمکن عبور می‌کند تا دمای نقطهٔ شبنم هوای رفت روی (8.3°C)47°F تثبیت شود. تحت این شرایط دمای خشک هوای رفت(9.4°C)49°F خواهد بود. چنین دمایی با دبی 20000 فوت مکعب در دقیقه ظرفیت سرمایشی محسوسی بالغ بر 47تن تبرید خواهد داشت که منجر به کاهش جریان فن و نیز کوچکتر شدن کوئل پایانه می‌شود. با کوچک شدن کوئل پایانه‌ها مقدار دبی آب و به تبع آن اندازهٔ پمپ‌ها و لوله‌ها هم کم خواهد شد. این نوع پیکربندی نسبت به دو پیکربندی دیگر که بعد از این مورد بررسی قرار خواهیم داد، ساده‌تر و در عین حال دمای خشک هوای رفت آن در مقایسه با دو پیکربندی دیگر که یکی دمای خشک هوای رفت را به (12.8°C)55°F و دیگری به (17.7°C)64°F می‌رساند،کمترین است. اما این مزیت، دغدغهٔ احتمال تقطیر در پایانه و کانال‌ها را نیز به همراه دارد. بنابراین برای طراحی آن باید دقت زیادی شود. در گونهٔ دیگری از این شیوه که در تصویر12-3 نمایش داده شده است هوا به صوت دو مرحله‌ای پس از گذر از دو کوئل سرمایی مجزا که در حالت سری قرار گرفته‌اند سرد و

رطوبت‌گیری می‌شود. مزیت استفاده از دو کوئل سری این است که برای بازده بیشتر بخشی از آب به چیلر« آب-گرم»[1] منتقل می‌شود. در این مثال 30 تن از بار سرمایشی توسط چیلر« آب - گرم» جبران می‌شود و ظرفیت چیلر آب سرد از107 به 77 تن تبرید می‌رسد. در واقع با استفاده از دو کوئل سری بستری برای کاربرد چیلری که آب با دمای بیشتری تهیه می‌کند فراهم می‌شود تا از این طریق بتوان بخشی از گرما را بازیافت کرد.



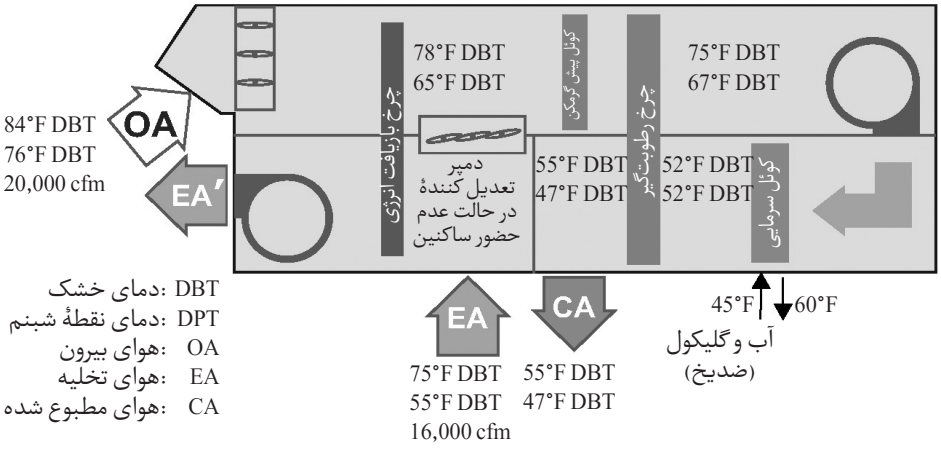

**تصویر 12-3 ) استفاده از دو کوئل سرمایی مجزا و سری برای رطوبت‌گیری و کوئل دوباره گرمکن در واحد اختصاصی تأمین هوای تازه(DOAS)**

**شیوه و پیکربندی دوم**، استفاده از **کوئل سرمایی به علاوه چرخ رطوبت‌گیر با جاذب خشک** است. چگونگی این پیکربندی در تصویر13-3 به نمایش درآمده است.

یکی از بهترین روش‌ها برای حصول اطمینان از رطوبت‌گیری و کاهش دمای نقطهٔ شبنم هوای خروجی از واحد اختصاصی هوای تازه، استفاده از چرخ‌های آغشته به مواد جاذب رطوبت مانند سیلیکاژل است که با کوئل سرمایی به صورت سری قرار می‌گیرد. ماهیت گردان چرخ نسبت به کوئل سرد به گونه‌ای است که هم می‌توان چرخ رطوبت‌گیر را بالادست و هم پائین دست کوئل دانست اما با دو کارکرد و خروجی متفاوت(نک تصویر 13-3).

دمای نقطهٔ شبنم هوایی عبوری پس از عبور از چرخ در بالادست و کوئل سرمایی(52°F(11.1°C می‌رسد و پس از گذر از سطح چرخ در پائین دست این دما تا (47°F(8.3°C کاهش می‌یابد. در واقع چرخ در پائین دست عمل رطوبت‌گیری را انجام می‌دهد و در بالا دست مواد جاذب آن بار دیگر احیا

1- نگاه کنید به مباحث قبلی دربارهٔ چیلر/هیتر و بازیافت گرما از طریق کندانسور چیلر



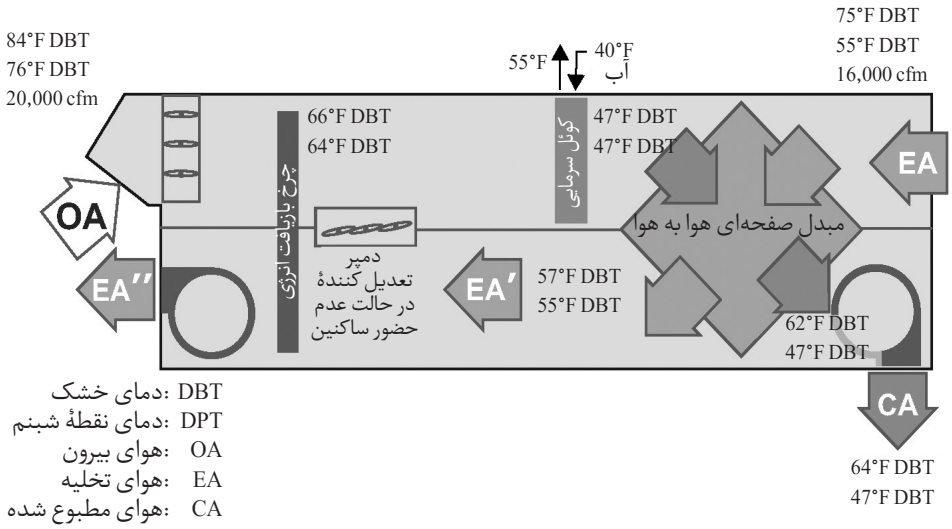

**تصویر 13-3 ) استفاده از کوئل سرمایی و چرخ رطوبت‌گیری با جاذب خشک در واحد اختصاصی تأمین هوای تازه(DOAS)**

می‌شود. به همین دلیل در بالادست دمای خشک هوا از(25.5°C)78°F به (24.4°C)76°F می‌رسد.

یکی از مزایایی این شیوه عدم نیاز به ظرفیت سرمایی زیاد برای کاهش دماست، زیرا بخشی از این نیاز توسط چرخ رطوبت‌گیر برطرف می‌شود. بنابراین نیازی نیست که دمای آب سرد ورودی به کوئل مانند شیوهٔ اول (4.4°C)40°F باشد. بلکه آب سرد با دمای (7.2°C)45°F هم می‌تواند شرایط را برای رساندن دمای نقطهٔ شبنم به (8.3°C)47°F مهیا کند.

مزیت دیگر این است که دمای خشک هوای خروجی بیشتر از دمای خشک خروجی در شیوهٔ اول است، در شیوهٔ اول دمای خشک خروجی (9.4°C)49°F بود ولی در این شیوه (12.7°C)55°F است که احتمال تقطیر ناخواسته را تقریباً از بین می‌برد. اما در ازای این مزایا، عیب بزرگ در کاهش ظرفیت سرمایشی به دلیل افزایش دمای خشک خروجی است. در این شیوه ظرفیت 36 تن تبرید است که در مقایسه با شیوهٔ اول که دارای ظرفیت 47 تن تبرید بود، قابل توجه است. این کاهش ظرفیت منجر به انتخاب کوئل بزرگتر و جریان بیشتر برای فن پایانه خواهد شد. علاوه بر این وجود چرخ رطوبت‌گیر ابعاد واحد اختصاصی هوای تازه را نیز افزایش خواهد داد و افت فشار بیشتری نیز در مسیر هوای عبوری از واحد ایجاد خواهد کرد. در این شیوه نیز می‌توان مانند شیوهٔ اول از دو کوئل سرمایی سری استفاده کرد.

**شیوه و پیکربندی سوم**، استفاده از **کوئل سرمایی به علاوه مبدل حرارتی صفحه‌ای ثابت هوا به هوا** است. چگونگی این پیکربندی در تصویر14-3 به نمایش درآمده است.




**تصویر 14-3 ) استفاده از کوئل سرمایی و مبدل صفحه‌ای هوا به هوا در واحد اختصاصی تأمین هوای تازه(DOAS)**

در این شیوه هوای تازهٔ ورودی پس از عبور از کوئل سرمایی خنک و رطوبت‌گیری می‌شود و سپس از مبدل صفحه‌ای عبور می‌کند و با جذب گرما از هوای تخلیه، بار دیگر دمای خشک آن تا 62°F(16.6°C) افزایش می‌یابد بدون این که دمای نقطهٔ شبنم آن تغییر کند. در عین حال خروجی هوای تخلیه از مبدل که دارای دمای خشک 57°F(13.8°C) و نقطهٔ شبنم 55°F(12.7°C) است، به بهبود عملکرد چرخ انتالپی یا بازیافت انرژی می‌انجامد. با توجه به افزایش دمای خشک خروجی احتمال هرگونه تقطیری به طور کلی از بین می‌رود. اما استفاده از مبدل صفحه‌ای هم‌چون شیوه دوم منجر به افزایش ابعاد و افت فشار داخلی واحد اختصاصی هوای تازه می‌شود. در جدول 1-3شرایط سه شیوهٔ یاد شده با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

**جدول 1-3) مقایسهٔ سه شیوهٔ پیکربندی واحد اختصاصی هوای تازه(DOAS)**

| | شیوهٔ اول: کوئل سرمایی+ کوئل دوباره گرمکن | | شیوهٔ دوم: با چرخ رطوبت‌گیر | | شیوهٔ سوم: با مبدل هوا به هوا | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| کوئل سرمایی بالادست | | | | | | |
| بار طراحی (تن تبرید) | 30 | – | 37 | – | 8 | |
| دمای آب رفت(فارنهایت) | 55 | – | 55 | – | 55 | |
| کوئل سرمایی پائین دست | | | | | | |
| بار طراحی (تن تبرید) | 77 | 107 | 59 | 96 | 77 | 85 |
| دمای آب رفت(فارنهایت) | 40 | 40 | 45 | 45 | 40 | 40 |
| شرایط هوای مطبوع خروجی | | | | | | |
| دمای خشک(فارنهایت) | 49 | 49 | 55 | 55 | 64 | 64 |
| نقطهٔ شبنم(فارنهایت) | 47 | 47 | 47 | 47 | 47 | 47 |
| سرمایش محسوس(تن تبرید) | 47 | 47 | 36 | 36 | 20 | 20 |
| بار کل DOAS | | | | | | |
| برای چیلر آب گرم(تن تبرید) | 30 | – | 37 | – | 8 | |
| برای چیلر آب سرد(تن تبرید) | 77 | 107 | 59 | 96 | 77 | 85 |

به هنگامی که از پایانهٔ – سرمایش محسوس استفاده می‌شود؛ تعیین نقطهٔ شبنم هوای خروجی از واحد اختصاصی هوای تازه نقش عمده‌ای بازی می‌کند.

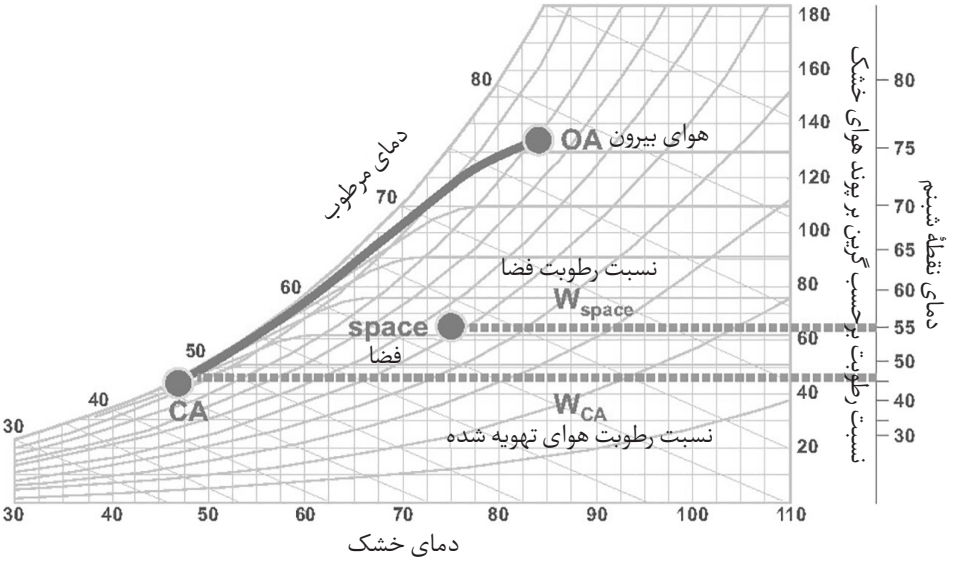
**مثال:** شرایط دلخواه برای ساختمان اداری عبارت است از دمای خشک 75°F(23.8°C) با رطوبت نسبی 50 درصد. با توجه به دمای خشک و نقطهٔ شبنم هوای دلخواه، نسبت رطوبت فضای مورد نظر ($W_{space}$) بر اساس نمودار سایکرومتریک برابر با 64.7 گرین بر پوند خواهد بود. اگر تراکم جمعیت برای یک دفتر 5 نفر به ازای 1000 فوت مربع و حداقل هوای تازهٔ مورد نیاز (Vbz)برای یک دفتر اداری 17 فوت مکعب در دقیقه به ازای هر نفر و گرمای نهان به ازای هر نفر 200 Btu باشد، می‌توان به طریق زیر نسبت رطوبت مطلوب هوای تهویه شده را مشخص و بر اساس آن نقطهٔ شبنم مطلوب را براساس نمودار سایکرومتریک تعیین کرد:

$$Q_{space.latent} = 0.69 \times V_{bz} \times (W_{space} - W_{CA})$$

$$200\ \text{Btu/person} = 0.69 \times 17\ \text{cfm/person} \times (64.7\ \text{gr/lb} - W_{CA})$$

$$W_{CA} = 47.6\ \text{gr/lb}$$

بنابراین دمای نقطهٔ شبنم باید تقریباً 42 درجه فارنهایت یا 5.5 درجه سلسیوس باشد.




**تصویر 15-3 ) تعیین نقطهٔ شبنم برای فضای مورد مثال**

**نکته:** ضریب 0.69 برای هوا در شرایط استاندارد صادق است و ضریب ثابتی محسوب نمی‌شود. این ضریب برای هوا در ارتفاع و شرایط دیگر، عدد دیگری خواهد بود.

## ۴-۲) محاسبهٔ بازیافت گرما در هواسازها و سیستم DOAS

نرخ انرژی انتقال‌یافته در فرایند بازیافت بستگی به نوع فرایند از نظر انتقال گرمای محسوس و گرمای نهان دارد. زیرا ممکن است انتقال انرژی تنها شامل انتقال گرمای محسوس شود و یا شامل انتقال گرمای کل (گرمای محسوس به‌علاوهٔ گرمای نهان). از طریق دو رابطهٔ زیر می‌توان، به ترتیب، مقدار انرژی برای انتقال گرمای کل و گرمای محسوس را تعیین کرد:

$$q_s = 0.34 \times Q \times \eta \times (t_2 - t_1)$$
$$q_t = 0.34 \times Q \times \eta \times (h_2 - h_1)$$

و برای آحاد: IP

$$q_s = 1.08 \times Q \times \eta \times (t_2 - t_1)$$
$$q_t = 4.5 \times Q \times \eta \times (h_2 - h_1)$$

$q_t$: انرژی منتقل‌شدهٔ کل (مجموع گرمای محسوس و نهان) برحسب W (Btu/h)؛

$q_s$: انرژی منتقل‌شدهٔ محسوس برحسب W (Btu/h) ؛

Q: دِبی هوا برحسب($m^3/hr$ (cfm) ؛

η : بازده مبدّل (بین 60 تا 100 درصد، مطابق مشخصات مبدّل حرارتی)؛

$h_2$: انتالپی هوای تخلیه قبل از ورود به مبدّل حرارتی برحسب(J/g (Btu/lb

$h_1$: انتالپی هوای تازه پس از خروج از مبدّل حرارتی برحسب(J/g (Btu/lb

$t_2$: دمای خشک هوای تخلیه قبل از ورود به مبدّل حرارتی برحسب °C (°F) ؛

$t_1$: دمای خشک هوای تازه پس از خروج از مبدّل حرارتی برحسب °C (°F) ؛

**توضیح:** با معلوم بودن دمای خشک و مرطوب و یا دمای خشک و رطوبت نسبی، از طریق مراجعه به نمودار یا نرم‌افزارهای سایکرومتریک، می‌توان انتالپی هوای تازه یا تخلیه را تعیین کرد.

**مثال:** دمای هوای تازه 30 درجه سلسیوس( 90درجهٔ فارنهایت) و دمای هوای تخلیه 24 درجه سلسیوس( 75درجهٔ فارنهایت) است. اگر دبی هوا 68000 متر مکعب بر ساعت (40000 فوت مکعب در دقیقه) و بازده مبدّل 75 درصد باشد، گرمای محسوس تبادل‌شده بین هوای تازه و هوای تخلیه چه مقدار است؟

$$q_s = 0.34 \times Q \times \eta \times (t_2 - t_1)$$

$$q_s = 0.34 \times 68000 \times 0.75 \times (32 - 24) = 138720W = 138.720kW \simeq 139kW$$

$$q_s = 1.08 \times Q \times \eta \times (t_2 - t_1)$$

$$q_s = 1.08 \times 40000 \times 0.73 \times (90 - 75) = 473040 \simeq 475000Btu/h$$

**مثال:** دمای مرطوب هوای بیرون 21 درجه سلسیوس( 70درجهٔ فارنهایت) و انتالپی آن79.3J/g (34.1Btu/lb )است. دمای مرطوب هوای تخلیه 16 درجه سلسیوس( 60 درجهٔ فارنهایت) و انتالپی آن (26.5Btu/lb) 61.6J/g است. چنانچه دِبی هوا 68000 متر مکعب بر ساعت (40000 فوت مکعب در دقیقه (و بازده مبدّل 75 درصد باشد؛ گرمای کل (گرمای محسوس به‌علاوهٔ گرمای نهان) منتقل شده بین هوای تازه و هوای تخلیه چه مقدار است؟

$$q_t = 0.34 \times Q \times \eta \times (h_2 - h_1)$$

$$q_t = 0.34 \times 68000 \times 0.75 \times (79.3 - 61.6) = 306918W = 306.918\ kW$$

$$q_t = 4.5 \times Q \times \eta \times (h_2 - h_1)$$

$$q_t = 4.5 \times 40000 \times 0.73 \times (34.1 - 26.5) = 998460\ Btu/h$$

چنان‌چه بازده مبدل یا ضریب اثربخشی( η) مشخص نباشد؛ آن را می‌توان براساس ARI Standard 1060–2000 از طریق رابطهٔ زیر بر مبنای آحاد IP یا SI تعیین کرد:

$$\eta = \frac{w_s \times (x_1 - x_2)}{w_{min} \times (x_1 - x_3)} = \frac{w_e \times (x_4 - x_3)}{w_{min} \times (x_1 - x_3)}$$

$X_1$: دمای خشک برحسب فارنهایت، نسبت رطوبت برحسب گرین بر پوند یا انتالپی برحسب بی‌تی‌یو بر پوند هوای تازه ورودی

$X_2$: دمای خشک برحسب فارنهایت، نسبت رطوبت برحسب گرین بر پوند یا انتالپی برحسب بی‌تی‌یو بر پوند هوای تازه خروجی

$X_3$: دمای خشک برحسب فارنهایت، نسبت رطوبت برحسب گرین بر پوند یا انتالپی برحسب بی‌تی‌یو بر پوند هوای تخلیهٔ ورودی

$X_4$: دمای خشک برحسب فارنهایت، نسبت رطوبت برحسب گرین بر پوند یا انتالپی برحسب بی‌تی‌یو بر پوند هوای تخلیهٔ خروجی

$W_s$: دبی جرمی هوای رفت(یا تازه)

$W_e$: دبی جرمی هوای تخلیه

$W_{min}$: دبی جرمی کمتر(هوای تازه یا هوای تخلیه)

## ۲-۵) صرفه‌گر (Economizer)

با استفاده از یک کنترل‌کنندهٔ انتالپی می‌توان دمپرهای هوای برگشت و هوای تازهٔ ورودی را، متناسب با شرایط دمایی و رطوبی، به نحوی کنترل کرد که، در صورت خنک بودن هوای تازه، سهم آن را نسبت به هوای برگشت افزایش دهد تا از این طریق بار کوئل سرمایشی کاهش یابد. عملی شدن این ایده برای کاهش مصرف انرژی در دوره‌های گذر فصول و اوایل دوره‌های گرم سال بسیار مؤثر است. در صورت افزایش سهم هوای تازه، می‌باید مازاد هوای برگشت را به خارج هدایت کرد.

گاهی اوقات از سال ممکن است شرایط دمایی و رطوبی هوای خارجی به گونه‌ای باشد که جریان آب سرد به کوئل سرمایی قطع شود و هوای بیرون بدون نیاز به صرف انرژی برای کاهش دما وارد فضای مورد تهویه شود. در این حالت کل هوای برگشت باید تخلیه شود. در سیستم‌های مجهز به صرفه‌گر، به دلیل ملاحظات مربوط به رطوبت بهتر است به جای سنجش‌گر دمای خشک از سنجش‌گر انتالپی استفاده شود. اگر چه برای اقلیم خشک می‌توان از سنجش‌گر دمای خشک نیز بهره برد.

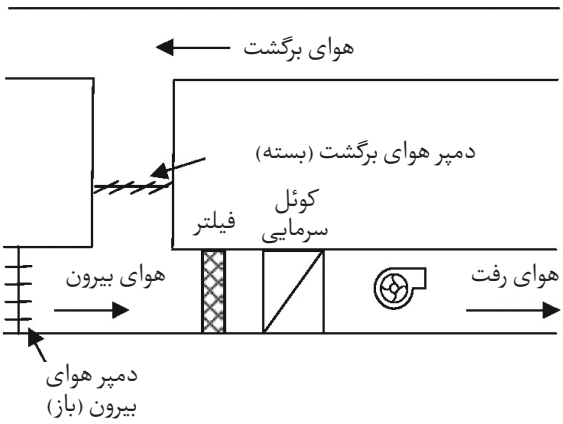
**مثال:** اگر هواسازی در حالت صرفه‌گر باشد و $0.5\ m^3/s(1060\ cfm)$ هوای بیرون با دمای خشک $18°C(64.4°F)$ و رطوبت نسبی 45 درصد را به جای هوای برگشتی که دارای دمای خشک $22°C(71.6°F)$با رطوبت نسبی 65 درصد است به سمت کوئل سرمایی بفرستد؛ چه مقدار از بار سرمایی می‌کاهد و ظرفیت مورد نیاز چیلر را کم می‌کند؟

(چنانچه چگالی هوا $1.2\ kg/m^3$)

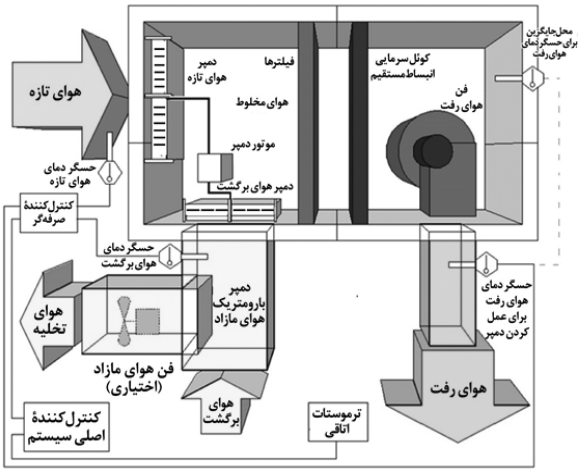
برای حل این مثال ابتدا باید از طریق نمودار یا نرم‌افزارهای سایکرومتریک انتالپی هوای بیرون و هوای برگشت را تعیین کرد. انتالپی هوای برگشت با دمای خشک 22°C(71.6°F) و رطوبت نسبی 65 درصد؛ 49.3 kJ/kg و برای هوای بیرون با دمای خشک 18°C(64.4°F) با رطوبت نسبی 45درصد؛ 32.6 kJ/kg است. مقدار کاهش بار سرمایی وقتی که هواساز در حالت صرفه‌گر است(یعنی مطابق تصویر 1-5 تمامی هوای برگشت تخلیه و به جای آن هوای تازه وارد شود.) نتیجهٔ حاصل‌ضرب دبی هوا در چگالی هوا در اختلاف انتالپی است. بنابراین:

$$0.5\ m^3/s \times 1.2\ kg/m^3 \times (49.3 - 326)\ kJ/kg = 10\ kW$$

که تقریباً برابر با 2.8 تن تبرید است.




**تصویر 1-5) هواساز در حالت صرفه‌گر مربوط به مثال که در آن تمامی هوای برگشت تخلیه و به جای آن هوای تازه وارد می‌شود. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، دمپر سمت برگشت بسته و دمپر سمت هوای بیرون کاملاً باز است.**



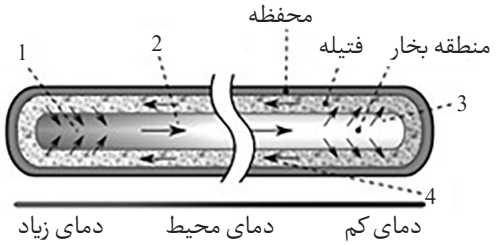

**تصویر 2-5) طرح‌واره‌ای از هواساز مجهز به صرفه‌گر که کوئل سرمایی از نوع انبساط مستقیم است.**

## ۶-۲) استفاده از لوله حرارتی به عنوان مبدّل بازیافت گرما

لولهٔ حرارتی دارای ساختار ساده‌ای است که در بخش پیرامونی آن جزئی فتیله‌ای با خاصیت موئینگی مناسب قرار دارد، و در بخش میانی آن ماده‌ای در یک سمت لوله در اثر جذب گرما تبخیر می‌شود و در اثر بروز اختلاف فشار به صورت بخار به سمت دیگر لوله می‌رود. در آن قسمت، با پس دادن گرما بار دیگر تقطیر می‌شود و به سمت اول باز می‌گردد. در پوستهٔ دوم، فتیله‌ای وجود دارد که تغییرات دمای حاصل از تبخیر (گرماگیری) و تقطیر (گرمادهی) اثر مستقیم بر آن دارد. فتیله باعث می‌شود که مایع اشباع بار دیگر به سمت بخش تبخیرکننده (اِواپراتور) برود و چرخهٔ گرماگیری (تبخیر) و گرمادهی (تقطیر) بار دیگر تکرار شود. سیال عامل برای ایجاد دمای بسیار کم ممکن است هلیم یا نیتروژن باشد، اما برای دماهای بالاتر آب می‌تواند نقش سیال عامل را بازی کند. برای دماهای خیلی زیاد پتاسیم، سدیم یا لیتیم به عنوان سیال عامل مورد استفاده قرار می‌گیرند.

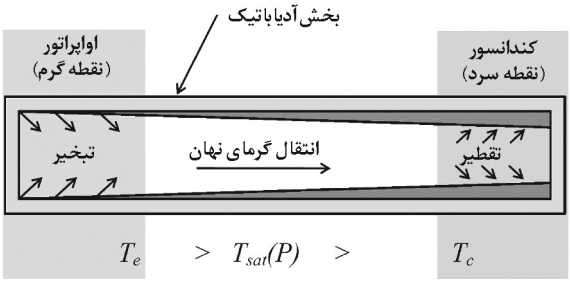
استقرار لولهٔ حرارتی در مقابل سیال ثانویه که قرار است گرم یا سرد شود تأثیر بسزایی در عملکرد آن دارد. هر چه لولهٔ حرارتی به زاویهٔ عمودی نزدیک‌تر باشد، امکان صعود بخار اشباع به سمت بالا (سمت کندانسور) بیشتر و امکان جمع‌آوری مایع اشباع در سمت پایین (اِواپراتور) بیشتر خواهد بود.

در این تصویر جریان بخار سیال عامل از سمت اِواپراتور به سوی کندانسور و بازگشت سیال عامل به صورت مایع از سمت کندانسور به سوی اِواپراتور، به کمک خاصیت موئینگی فتیله در لولهٔ حرارتی، نمایش داده شده است. جنس فتیله ممکن است از پشم شیشه یا الیاف فلزی باشد.

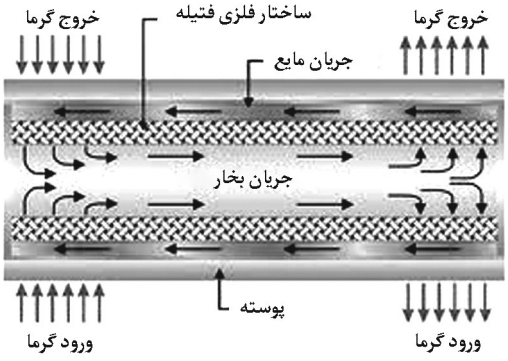



۱. سیال عامل در اثر گرما تبخیر می‌شود.
۲. سیال عامل تبخیرشده در اثر اختلاف فشار به سمت دیگر لوله می‌رود.
۳. سیال عامل با از دست دادن گرما تقطیر می‌شود.
۴. سیال عامل به صورت مایع اشباع از طریق ساختار فتیله‌ای به قسمت اولیه (اواپراتور) بازگشته تا بار دیگر تبخیر شود.

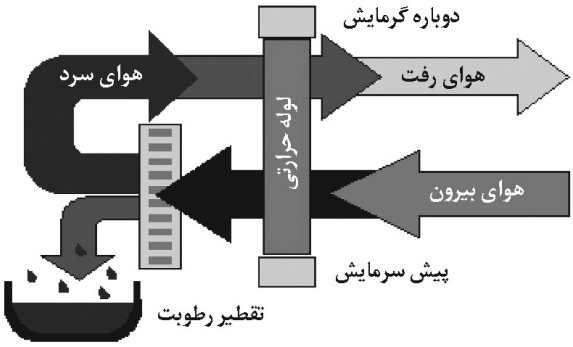
**تصویر 1-6) عملکرد لولهٔ حرارتی**




**تصویر 2-6) لولهٔ حرارتی از نظر طولی دارای سه بخش: اِواپراتور، کندانسور و منطقهٔ میانی آدیاباتیک (بی‌دررو)**




**تصویر 3-6) جریان بخار سیال عامل از سمت اِواپراتور**




**تصویر 4-6) طرح‌واره‌ای از استقرار مبدّل حرارتی در مسیر هوای تخلیه و هوای تازه برای بازیافت گرما**

## ۲-۷) به‌کارگیری سیستم حجم متغیر (Variable Air Volume)

سیستم تهویه مطبوعِ حجم متغیر-دمای ثابت VAV از نظر مصرف انرژی از سیستم تهویه مطبوع حجم ثابت-دمای متغیر (Constant Air Volume) CAV برتر است و این برتری خود را در تأمین بارهای جزئی به نمایش می‌گذارد. در ادامه، بار کل و بار جزئی در سیستم حجم ثابت و حجم متغیر با یکدیگر مقایسه شده‌اند:

اگر شرایط زیر برقرار باشد:

بار گرمای محسوس اتاق: یا 11725 W (40000 Btu/h) ؛

دمای خشک اتاق: یا 24°C (75°F) ؛

دمای خشک هوای رفت: یا 13°C (55°F) .

و در نظر داشته باشیم دِبی هوای رفت برای یک سیستم حجم ثابت را محاسبه کنیم، باید از رابطهٔ زیر استفاده کنیم:

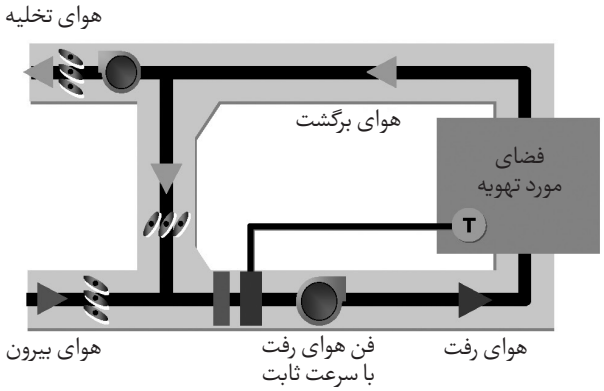
$$Q = \frac{q_S}{0.34 \times (t_R - t_S)}$$

و بر اساس آحاد IP :

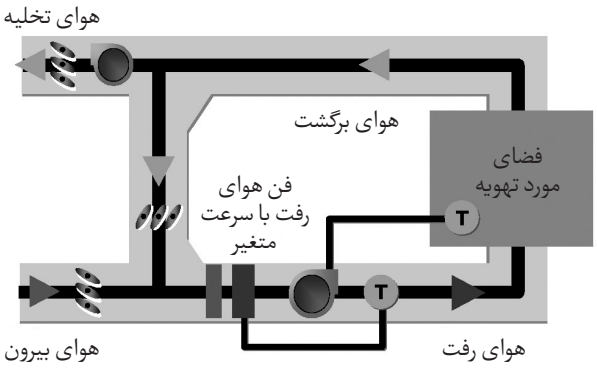
$$Q = \frac{q_S}{1.08 \times (t_R - t_S)}$$

بنابراین دِبی برابر خواهد بود با:

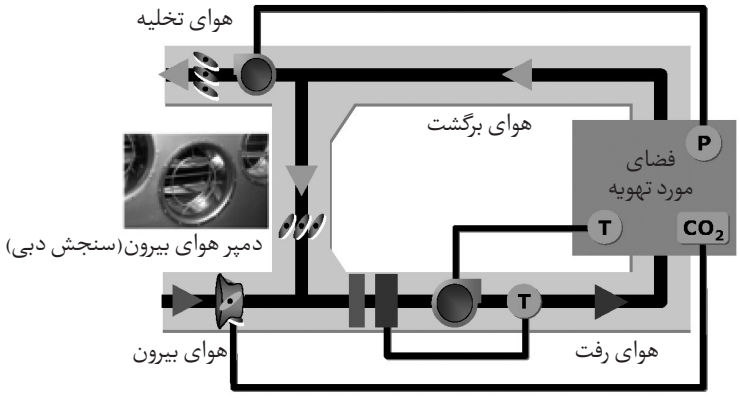
$$Q = \frac{11723W}{0.34 \times (24 - 13)} = 3134m^3/h$$




**تصویر 1-7) سیستم حجم ثابت تک منطقه‌ای**




**تصویر 2-7) سیستم حجم متغیر تک منطقه‌ای**




**تصویر 3-7) سیستم حجم متغیر تک منطقه‌ای مجهز به حسگر حضور ساکنین و حسگر $CO_2$ برای تنظیم مقدار هوای تخلیه و هوای تازه**

و بر اساس آحاد IP برابر خواهد بود با:

$$Q = \frac{40000Btu/h}{1.08 \times (75 - 55)} = 1840cfm$$

سیستم حجم ثابت در حالت بار جزئی نیز با همان دِبی کار می‌کند. بنابراین باید دما تغییر کند. اگر بار را پنجاه درصدِ بار کل فرض کنیم، دمای هوای رفت به طریق زیر مشخص خواهد شد:

$$t_S = t_R - \frac{q_S}{0.34 \times Q}$$

$$t_S = 24 - \frac{5862W}{0.34 \times 3134} = 18.5℃$$

و براساس آحاد IP برابر خواهد بود با:

$$t_S = t_R - \frac{q_S}{1.08 \times Q}$$

$$t_S = 75 - \frac{20000Btu/h}{1.08 \times 1840} = 65°F$$

بنابراین با کاهش بار به میزان 50 درصد، باید دما به میزان 5.5 درجهٔ سلسیوس(10 درجهٔ فارنهایت) یا افزایش یابد.

با همین شرایط در سیستم حجم متغیر در حالت بار کل، دِبی برابر3126 متر مکعب در ساعت ( 1840فوت مکعب در دقیقه) خواهد بود و از این نظر تفاوتی با سیستم حجم ثابت ندارد؛ اختلاف اصلی در هنگام بار جزئی است. چنانچه در سیستم حجم متغیر-دمای ثابت، بار جزئی پنجاه درصد بار کل باشد، دِبی تا حد 1563 متر مکعب در ساعت( 920فوت مکعب در دقیقه) کاهش می‌یابد:

$$Q = \frac{5862}{0.34 \times (24 - 13)} = 920cfm$$

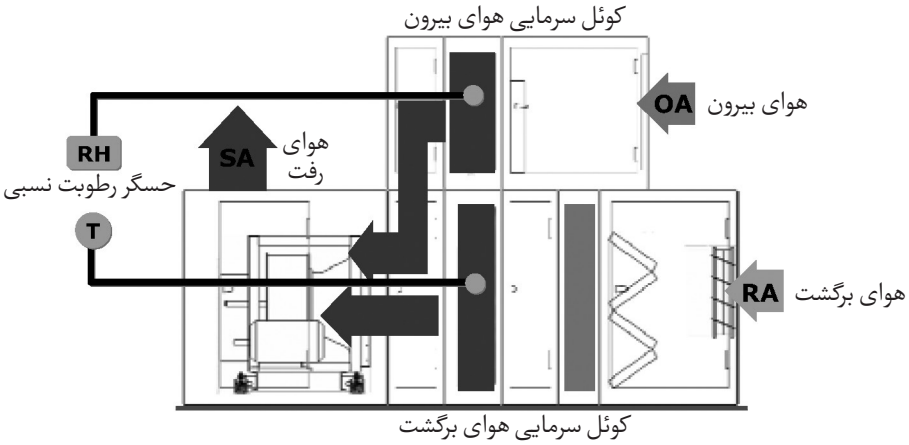
و براساس آحاد IP:

$$Q = \frac{20000Btu/h}{1.08 \times (75 - 55)} = 1563m^3/h$$

بنابراین سیستم حجم متغیر از نظر صرفه‌جویی در مصرف انرژی در بارهای جزئی بهتر از سیستم حجم ثابت است.

### ۸-۲) استفاده از رطوبت‌گیر مجزا در ساختار هواساز

برای اقلیم مرطوب وجود یک رطوبت‌گیر مجزا منجر به افزایش بازده رطوبت‌گیری و کاهش سطح اشغال کوئل اصلی و به تبع آن کاهش توان فن می‌شود.




**تصویر 1-8) هواساز با رطوبت گیر مجزا برای اقلیم مرطوب**

## ۹-۲) کاهش سرعت رخ در هواسازها

در تأسیسات هوارسانی، به طور معمول 50 درصد از افت فشار کلی شبکهٔ هوارسانی مربوط به شبکهٔ کانال، و50 درصد مربوط به هواساز است. برای کاهش افت فشار در شبکهٔ کانال روش‌هایی وجود دارد که مهم‌ترین آنها استفاده از زانوهای شعاع‌بلند، کوتاه کردن طول کانال و افزایش سطح مقطع کانال است. البته برخی محدودیت‌های ساختمانی و اقتصادی اجازه نمی‌دهند که بتوان تا حد مطلوب، افت فشار شبکهٔ کانال را کاهش داد. روش دیگر اما کاهش سرعت روی کوئل و تجهیزات داخلی هواساز است. به طور سنتی، سرعت رخ در هواساز2.5 متر در ثانیه ( 500 فوت در دقیقه) در نظر گرفته می‌شود. اما تحلیل دقیق‌تر نشان می‌دهد که در نظر گرفتن سرعتی بین 1.27تا 1.78 متر بر ثانیه (250 تا 350 فوت در دقیقه) از نقطه‌نظر کاهش افت فشار کلی و، به تبع آن، کاهش مصرف انرژی فن‌ها تأثیر قابل توجهی دارد، به نحوی که کاهش 50 درصدی سرعت، افت فشار کل در هواساز را تا 25 درصد کاهش می‌دهد. چنانچه نیمی از افت فشار کل را مربوط به شبکهٔ کانال بدانیم، در مجموع افت فشار کل هواساز و شبکهٔ انتقال هوا تا 37.5 درصد کاهش می‌یابد و، در برآوردی واقعی‌تر و با توجه به وجود جریان‌های متلاطم و آرام که به طور دقیق نمی‌توان درصد آنها را نسبت به یکدیگر تعیین کرد، می‌توان کاهش افت فشار کل را نه 37.5 درصد، بلکه در حدود 30 درصد پیش بینی‌کرد.

اصولاً چنانچه بتوان سرعت رخ را کاهش داد، افت فشار نیز کاهش می‌یابد. زیرا افت فشار نسبتی با مجذور سرعت دارد. به عنوان مثال اگر دبی سیستمی (21188 cfm)10 m/s و افت فشار روی کوئل سرمایی (0.80 in. $H_2O$) 200 Pa و سرعت رخ برابر با (500 fpm) 2.5 m/s باشد. چنانچه

سرعت تا (197 fpm) 1 m/s کاهش یابد؛ افت فشار تا (0.65 in. $H_2O$) 162 Pa کاهش می‌یابد. زیرا:

$$P_2 = P1 \times (V2 / V1)^2 = 200 \times (1.0 / 2.5)^2 = 32 \text{ Pa } (0.129 \text{ in.} H_2O)$$

$$200 - 32 = 168 \text{ Pa } (0.65 \text{ in.} H_2O)$$

در پی کاهش افت فشار، توان مصرفی فن نیز کاهش می‌یابد. بنابراین چنانچه بازده فن را 70 درصد نظر گیریم، مطابق روابط زیر براساس آحاد IP و SI توان از kW 2.8 به kW 2.4 کاهش می‌یابد:

$$P \text{ (kW)} = [Q \text{ (m}^3\text{/s)} \times P \text{ (Pa)}] / (1000 \times \text{Ef.})$$

یا:

$$P \text{ (Hp)} = [Q \text{ (cfm)} \times P \text{ (in.} H_2O)] / (6350 \times \text{Ef.})$$

براساس آحاد SI توان با افت فشار Pa 200 برابر است با:

$$P \text{ (kW)} = [10(\text{m}^3\text{/s}) \times 200 \text{ (Pa)}] / (1000 \times 0.7) = 2.8 \text{ kW}$$

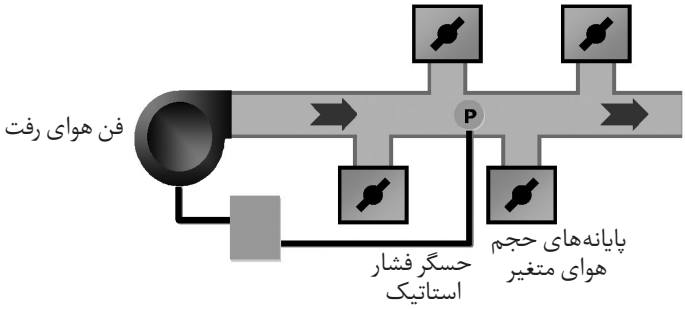
درحالی‌که توان با افت فشار Pa 168 برابر است با:

$$P \text{ (kW)} = [10(\text{m}^3\text{/s}) \times 168 \text{ (Pa)}] / (1000 \times 0.7) = 2.4 \text{ kW}$$

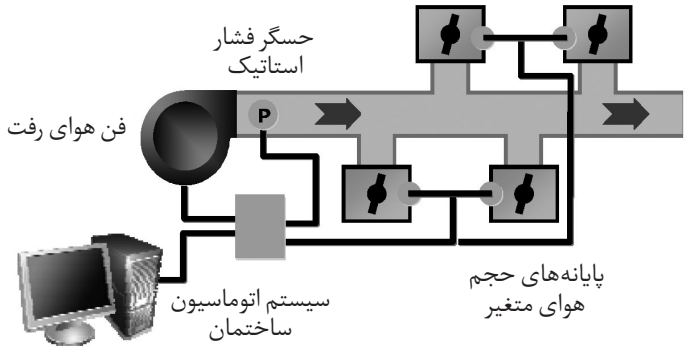
نتیجه این که با کاهش سرعت به اندازهٔ 1.5 m/s و کاهش افت فشار به مقدار Pa 32 از توان 0.4 kW کاسته شده که این مقدار تقریباً 15 درصد توان اولیه است. این در حالی است که از افت فشار در حدود 16 درصد کاسته شده است.

### ۱۰-۲) بهینه‌سازی فشار فن در سیستم حجم متغیر

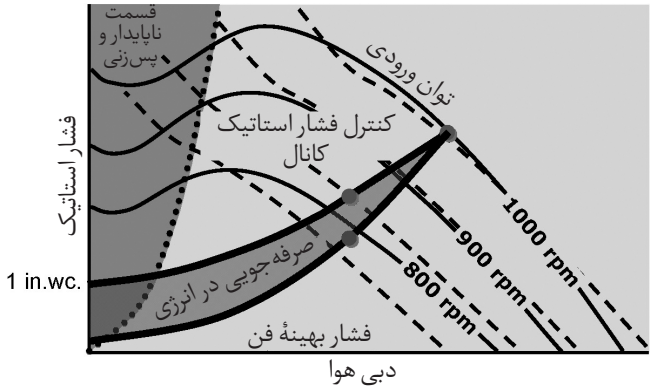
در سیستم‌های حجم متغیر برای کنترل دور فن به هنگام عملکرد جعبه‌های حجم متغیر به طور سنتی از یک حسگر فشار در کانال اصلی هوا استفاده می‌شود تا با بسته شدن دمپرهای پایانه‌های حجم متغیر و ایجاد فشار در کانال اصلی سیگنالی برای تغییر سرعت فن هواساز فرستاده شود. اما در شیوه‌های مبتنی بر کنترل دقیق هریک از پایانه‌ها یا جعبه‌های حجم متغیر دارای کنترل‌کنندهٔ اختصاصی هستند و حسگر فشار استاتیک در کانال اصلی متناسب با سیگنال ارسالی از هریک از پایانه‌ها قابلیت باز تنظیم دارد. مزایای این روش فارغ از صرفه‌جویی انرژی در بارهای جزیی، شامل کاهش سطح صدا، کنترل بهتر مناطق، کاهش نشت هوا از شبکهٔ کانال‌های هوا و کاهش خطر پس‌زنی فن (Surge) هم می‌شود. لازم به یادآوری است که پدیدهٔ پس‌زنی وقتی رخ می‌دهد که فشار پائین دست فن(فشار داخل کانال) به دلیل بسته شدن دمپرها بیش از فشار دهش فن شود. در این شرایط فن با بالاترین فشار، کمترین مقدار دبی را خواهد داشت و بیشتر بودن فشار در پائین دست موجب جریان معکوس می‌شود.




**تصویر 1-10) روش سنتی کنترل فشار در سیستم حجم متغیر**




**تصویر 2-10) روش جدید کنترل فشار در سیستم حجم متغیر با امکان باز تنظیم حسگر کنترل فشار استاتیک**




**تصویر 3-10) صرفه‌جویی انرژی در بار جزیی در شرایطی که حسگر فشار استاتیک قابلیت باز تنظیم داشته باشد.**

عملکرد کنترل‌کنندهٔ پایانه‌ها و باز تنظیم حسگر فشار استاتیک در سیستم حجم متغیر مطابق تصویر4-10 به شرح زیر است:

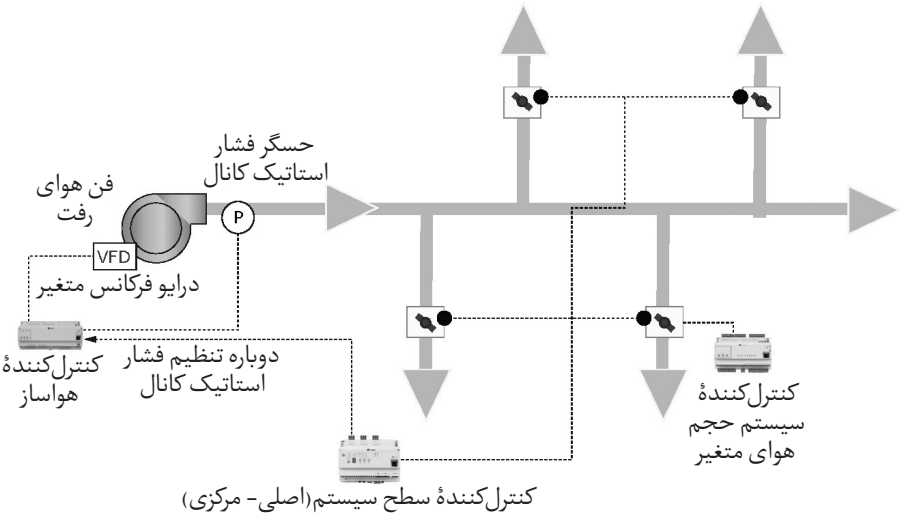
- اگر دمپر پایانه کمتر از90 درصد باز باشد، درخواست 0 است.
- اگر دمپر پایانه بیشتر از95 درصد باز باشد، درخواست 1 است تا زمانی که باز بودن دمپر به کمتر از85 درصد برسد.
- اگر دمپر پایانه بیشتر از95 درصد برای بیش از یک دقیقه باز بماند و دبی اندازه‌گیری شده کمتر از70 درصد مقدار تنظیم شده باشد، درخواست 2 خواهد بود.
- اگر دمپر پایانه بیشتر از95 درصد برای بیش از یک دقیقه باز بماند و دبی اندازه‌گیری شده کمتر از50 درصد مقدار تنظیم شده باشد، درخواست 3 خواهد بود.

کار کنترل‌کنندهٔ اصلی این است که با جمع‌آوری درخواست‌ها، وضعیت را سنجیده و با میانیابی عمل باز تنظیم حسگر فشار استاتیک در کانال اصلی را بر مبنای مناطق مهمتر انجام دهد. بنابراین امکان صرف نظر از برخی درخواست‌ها که در محدودهٔ عملیاتی نباشد نیز وجود خواهد داشت. کنترل‌کننده خود در کنش و واکنش قابل تنظیم است. به عنوان مثال می‌تواند هر دو دقیقه یک بار با توجه به تعداد درخواست‌ها و سیگنال ارسالی به مقدار$0.04\ in.H_2O$ از فشار استاتیک ($SP_{trim}$) بکاهد و یا به مقدار$0.06\ in.H_2O$ بر فشار استاتیک ($SP_{res}$) بیفزاید، به نحوی که حداقل و حداکثر فشار بین $0.70\ in.H_2O$ تا $2.0\ in.H_2O$ باشد. برای مقدار ($SP_{res}$) نیز حداکثری وجود دارد. مثلاً می‌توان این مقدار حداکثر را $0.15\ in.H_2O$ در نظر گرفت.

فرض کنید سیستم تصویر4-10 در ساعت 8 صبح کار خود را شروع می‌کند و نقطهٔ تنظیم اولیه برای فشار استاتیک برابر است با: $(SP0) = 1.0\ in.H_2O$

سپس با یک تأخیر10 دقیقه‌ای در ساعت 8:10 AM مراحل بهینه‌سازی فشار استاتیک داخل کانال بنابر درخواست (R) که هر2 دقیقه یک بار از سوی کنترل‌کننده‌های VAVمناطق ارسال می‌شود، آغاز خواهد شد.

- در ساعت 8:12 جمع درخواست‌ها یک (R = 1)است و اگر فرض را بر این بگذاریم که کنترل‌کنندهٔ اصلی تنها از دو درخواست صرف‌نظر می‌کند (I = 2)، بنابراین تعداد درخواست کمتر از تعداد مجاز انصراف است و یا به عبارت دیگر (R) کمتر از (I) است. در اینجا کنترل‌کننده به مقدار$0.04\ in.H_2O$ از فشار استاتیک می‌کاهد و نقطهٔ تنظیم در مقدار $0.96\ in.H_2O$ باز تنظیم می‌شود.
- در ساعت8:14 جمع درخواست‌ها به دو(R = 2)می‌رسد. بنابراین مقدار(R) برابر با(I) می‌شود. این




**تصویر 4-10) مورد مثال صرفه‌جویی انرژی در بار جزیی در شرایطی که حسگر فشار استاتیک قابلیت باز تنظیم داشته باشد.**

بار نیز مقدار کاهش، $0.04\ in.H_2O$ خواهد بود. بنابراین نقطهٔ تنظیم تا $0.92\ in.H_2O$ کاهش می‌یابد.

- در ساعت 8:16 جمع درخواست‌ها به سه (R = 3) می‌رسد. بنابراین مقدار (R) بیشتر از (I) می‌شود. اکنون نقطهٔ تنظیم به مقدار $0.06\ in.H_2O$ افزایش می‌یابد و مقدار باز تنظیم تا 0.98 اینچ آب زیادتر می‌شود. زیرا:

$$[(R - I) \times SP_{res} = (3 - 2) \times 0.06\ in.\ H_2O] = 0.06\ in.H_2O$$

$$0.92\ in.H_2O + 0.06\ in.H_2O = 0.98\ in.H_2O$$

- در ساعت 8:18 جمع درخواست‌ها به چهار (R = 4) می‌رسد. بنابراین مقدار (R) باز بیشتر از (I) می‌شود. بنابراین:

$$[(R - I) \times SP_{res} = (4 - 2) \times 0.06\ in.\ H_2O] = 0.12\ in.H_2O$$

افزایش به مقدار $0.12\ in.H_2O$ نقطهٔ تنظیم قبلی را به $1.10\ in.H_2O$ می‌رساند:

$$0.98\ in.H_2O + 0.12\ in.H_2O = 1.10\ in.H_2O$$

- در ساعت 8:20 جمع درخواست‌ها به شش (R = 6) می‌رسد. بنابراین مقدار (R) هم‌چنان باز بیشتر از (I) می‌شود. بنابراین:

$$[(R - I) \times SP_{res} = (6 - 2) \times 0.06\ in.\ H_2O] = 0.24\ in.H_2O$$

در اینجا مقدار ($SP_{res}$) بیش از مقدار تعیین شده، یعنی $0.15\ in.H_2O$ است. بنابراین نقطهٔ باز

تنظیم نه 1.34 in.$H_2O$ بلکه 1.25 in.$H_2O$ خواهد بود. زیرا فقط 0.15 in.$H_2O$ به مقدار نقطهٔ تنظیم پیشین اضافه خواهد شد:

$$1.10\ in.H_2O + 0.15\ in.H_2O = 1.25\ in.H_2O$$

- در ساعت 8:22 جمع درخواست‌ها کاهش می‌یابد و به سه (R = 3)می‌رسد. بنابراین با توجه به بیشتر بودن (R)به (I) هم‌چنان نقطهٔ باز تنظیم بیشتر خواهد شد. از این رو با افزایش 0.06 in. $H_2O$ نقطهٔ تنظیم به 1.31 in. $H_2O$ می‌رسد:

$$1.25\ in.H_2O + 0.06\ in.H_2O = 1.31\ in.H_2O$$

- در ساعت 8:24 درخواست‌ها به صفر(R = 0)می‌رسد. و بار دیگر(R) کمتر از(I) می‌شود. بنابراین مقدار0.04 in. $H_2O$ از نقطهٔ تنظیم کاسته و نقطهٔ تنظیم جدید 1.27 in. $H_2O$ می‌شود.

## ۱۱-۲) استفاده از صفحات تابشی برای گرمایش و سرمایش

بهره‌گیری از سطوح کف و سقف برای پنهان ساختن لوله‌های حاوی آب گرم و سرد به منظور تأمین نیازهای یک فضا این امکان را به وجود می‌آورد که با توجه به گستردگی سطوح انتقال، دمای آب موردنیاز برای سرمایش حداقل 15.5 درجهٔ سلسیوس (60 درجهٔ فارنهایت) و برای گرمایش حداکثر35 درجهٔ سلسیوس (95 درجهٔ فارنهایت) باشد. در چنین حالتی هوای تازه از طریق یک هواساز اختصاصی یا DOAS تأمین می‌شود و دیگر نیازی به فن در فضاهای مورد تهویه برای گردش هوا نیست.

# ۳

# توصیه‌ها در مورد تجهیزات انتقال و توزیع

## ۳-۱) دقت در طراحی شبکهٔ کانال

دقت در طراحی شبکهٔ کانال تأثیر قابل توجهی بر مصرف انرژی دارد. زیرا کاهش افت فشار، استفاده نکردن از زانو در دهانهٔ ورودی و خروجی فن‌ها، استفاده از مسیرهای مستقیم و کاهش تعداد اتصالات در شبکه، کوتاه بودن کانال، کاهش استفاده از کانال‌های قابل انعطاف و پرهیز از سرعت زیاد در اتصالات، و ممانعت از جریان‌های مغشوش، از توان مورد نیاز فن می‌کاهد. از طرف دیگر، ممانعت از نشتی هوا و عایق‌کاری مناسب تأثیر مستقیمی بر کاهش بار سرمایش و گرمایش دارد. در طراحی شبکهٔ کانال به منظور کاهش افت فشار توجه به موارد زیر ضروری است:

- افت فشار دریچه‌های توزیع هوا اعم از رفت یا برگشت و دمپرهای متعادل‌کننده نباید از 20 پاسکال( 0.08 اینچ ستون) آب بیشتر شود.
- افت فشار در کانال‌های رفت نباید بیشتر از 6.5 کیلوپاسکال در هر متر( 0.08 اینچ ستون آب در هر 100 فوت) شود.
- افت فشار در کانال‌های برگشت نباید بیشتر از 3.3 کیلوپاسکال در هر متر( 0.04 اینچ ستون آب در هر 100 فوت) شود.
- افت فشار در کانال‌های تخلیهٔ هوا نباید بیشتر از $1/4$ کیلوپاسکال در هر متر ( 0.05 اینچ ستون آب در هر 100 فوت) شود.
- طول کانال‌های قابل انعطاف (در حالت کاملاً کشیده و باز شده) نباید بیش از 1.5 متر(5 فوت) شود.
- طول اتصال کانال اصلی به انشعابات و دریچه‌ها و جعبه‌های حجم متغیر با کانال‌های قابل انعطاف باید کمتر از 1.5 متر(5 فوت) باشد.

- افت فشار استاتیک دریچه‌ها و توزیع کننده‌های هوا نباید بیش از in 0.08 باشد.
- بخشی از کانال مرتبط با فن‌های تخلیه هوا که در فضای خارج قرار گرفته است، باید عایق شوند.
- نشت احتمالی از شبکهٔ کانال نباید از 2 درصد دبی هوای جاری تجاوز کند.

### ۳-۲) کاهش دمای هوای رفت

خوب است با رعایت همهٔ جوانب دمای هوای رفت در حالت سرمایشی کمتر باشد، زیرا با کاهش دما، دبی مورد نیاز هم کمتر شده و ابعاد کانال و اندازهٔ فن کوچکتر می‌شود. با کوچک شدن فن انرژی کمتری مصرف خواهد شد و در عین حال در سیستم‌های حجم متغیر ابعاد پایانه‌ها نیز کوچکتر می‌شود. اما باید توجه داشت که در این صورت ممکن است انرژی مصرفی دوباره گرمکن افزایش یابد. بنابراین کاهش انرژی ناشی از کاهش دمای هوای رفت باید بیشتر از افزایش انرژی ناشی از بازگرمایش باشد؛ مگر این که آستانهٔ دمای هوای رفت و محاسبات نشان دهد که یا فضای مورد تهویه نیازمند بازگرمایش برای تأمین شرایط آسایش نیست و یا این که کفهٔ صرفه‌جویی انرژی در سمت سرمایش سنگین‌تر از بازگرمایش است. اشکال احتمالی دیگر هنگامی رخ می‌دهد که سیستم مجهز به صرفه‌گر باشد تا زمان خاموش بودن کمپرسور را بیشتر کند. در این صورت با کاهش دمای هوای رفت ممکن است صرفه‌گر قادر به تأمین همان هوا با دمای کمتر نباشد و نیاز به کار کمپرسور بیشتر شود. به هر حال کاهش دمای هوای رفت یک گزینه برای کاهش مصرف انرژی است؛ اما راهکاری مطلق و قطعی نیست. بلکه امکان استفاده از آن مشروط به شرایط سایر اجزای سیستم است.

### ۳-۳) خطوط آب سرد برای سرمایش فضاها

شبکهٔ لوله‌کشی آب سرد باید برای اختلاف دمای حداقل 8.3 درجهٔ سلسیوس( 15درجهٔ فارنهایت) و با کمترین افت فشار اندازه‌گذاری شوند تا مصرف انرژی پمپ‌های آب سرد که موظف به باز چرخانی آب سرد بین اِواپراتور چیلر و کوئل‌های سرمایشی هستند کاهش یابد. در سمت کندانسور هم اختلاف دما باید حداقل 7.8 درجهٔ سلسیوس ( 14درجهٔ فارنهایت) در نظر گرفته شود تا مصرف انرژی پمپ‌های برج خنک‌کننده نیز کاهش یابد.

اگرچه افزایش اختلاف دمای رفت و برگشت آب سرد ممکن است منجر به افزایش ظرفیت و مصرف انرژی چیلر شود؛ اما با توجه به وقوع مکرر بار جزئی به هنگام کار چیلر، در مجموع انرژی کلی سیستم تولید و توزیع آب سرد کاهش می‌یابد.

### ۳-۴) جلوگیری از دبی بیش از نیاز هوای رفت

با کنترل سرعت فن می‌توان دبی را در حد نیاز کنترل کرد. فارغ از استفاده از محرک تغییر سرعت بر اساس فرکانس (VSD) که در فصل قبل به آن اشاره شد گاهی اوقات لازم است که به صورت سخت افزاری و از ابتدا سرعت فن را متناسب با سرعت موتور و دبی مورد نیاز کرد و پس از آن در حالت‌های متفاوت عنان اختیار را به کنترل‌کنندهٔ تغییر سرعت واگذارد. به عنوان مثال اگر دبی مورد نیاز(10 $m^3/s$)76279 cfm ، ولی دبی فن (12$m^3/s$)91535 cfm و سرعت فن 800 دور در دقیقه باشد؛ برای رسیدن به دبی لازم، سرعت فن باید تا 666 دور در دقیقه کاهش یابد. زیرا نسبت دور با دبی مطابق قانون فن‌ها عبارت است از:

$$N_2 = N_1 \times (Q_2 / Q_1)$$

بنابراین:

$$N_2 = 800 \times (10 / 12) = 666 \text{ rpm}$$

یا براساس آحاد IP :

$$N_2 = 800 \times (76279 / 91535) = 666 \text{ rpm}$$

باید به این نکته توجه داشت که سرعت فن با سرعت موتوری که فن را به حرکت وامی‌دارد متفاوت است. آن چه موجب تغییر سرعت فن با موتور دور ثابت می‌شود، قطر پولی موتور و فن است. در جایی که موضوع تغییر دور موتور مطرح نباشد و به طور کلی مقدار دبی براساس دور موتور و اندازهٔ پولی حتی در زمان تأمین حداکثر بار بیش از حد نیاز باشد؛ باید قطر پولی تغییر کند تا مقدار دبی و سرعت بیش از حداکثر نیاز نباشد. چنانچه در مثالی که آمد قطر پولی موتور 200میلی‌متر و سرعت موتور960 دور در دقیقه باشد و سرعت مناسب فن نه 800 دور دقیقه بلکه همان‌گونه که محاسبه شد 666 دور دقیقه و در همین حالت قطر پولی فن 240 میلی‌متر باشد، می‌توان با افزایش قطر پولی فن تا 288 میلی‌متر با موتور960 دور در دقیقه، فن را با سرعت مناسب 666 دور در دقیقه به حرکت واداشت. زیرا مطابق قوانین فن‌ها، نسبت زیر بین سرعت و قطر پولی وجود دارد:

$$N_{fan} / N_{motor} = D_{motor} / D_{fan}$$

بنابراین:

$$D_{fan} = D_{motor} \times (N_{motor} / N_{fan})$$

$$D_{fan} = 200 \times (960 / 666) = 288 \text{ mm}$$

در عین حال با کاهش دبی و سرعت، توان مصرفی نیز کاهش می‌یابد. به عنوان مثال اگر 5 $m^3/s$(10594 cfm) در سرعت 1400 دور در دقیقه و با توان 20 kW منتقل شود با کاهش سرعت

به اندازهٔ 1200 دور دقیقه؛ ضمن این کاسته شدن از دبی تا(9111 cfm)4.3 $m^3/s$ ، توان نیز تا 12.6 kW کاهش می‌یابد. زیرا مطابق قانون فن‌ها:

$$Q_2 = Q_1 \times (N_2 / N_1) = 5 \times (1200 / 1400) = 4.3\ m^3/s = 9111\ cfm$$

$$P_2 = P_1 \times (N_2 / N_1)^3 = 20 \times (1200 / 1400)^3 = 12.6\ kW$$

## ۵-۳) صدا و اتلاف انرژی

در ابتدا ممکن است چنین به نظر رسد که نوفه و سر و صدا هیچ ارتباطی با اتلاف انرژی ندارد، اما در واقع چنین نیست. بی‌توجهی به سطح صدای تجهیزات و نصب نادرست آنها در نزدیکی اماکنی که باید از آرامش صوتی نسبی برخوردار باشند، لزوم استفاده از لایه‌ها و سایر ترفندهای صداگیری را به وجود می‌آورد که همگی آنها بر افت فشار شبکهٔ کانال و، به تبع آن، ظرفیت فن‌های مکنده و دمندهٔ هوا مؤثرند و به طور مستقیم موجب افزایش مصرف انرژی می‌شوند.

# ۴

# توصیه‌ها در مورد تجهیزات پالایش و تنظیم رطوبت هوا

### ۴-۱) دقت در انتخاب، تعویض و نظافت فیلترها

فیلترها افت فشار نسبتاً زیادی ایجاد می‌کنند و هر چه بازده فیلترها در جذب ذرات و آلاینده‌ها بیشتر باشد، انرژی موردنیاز برای عبور هوا از میان آنها نیز بیشتر خواهد بود و فن‌ها باید توان بیشتری را صرف به حرکت واداشتن هوا کنند و، از سوی دیگر، بی‌توجهی به کثیفی فیلتر هم مصرف انرژی را بیشتر می‌کند. بنابراین، توجه به نکات زیر می‌تواند از اتلاف انرژی جلوگیری کند:

- دقت در انتخاب فیلتر با توجه به نیازهای هر فضا و عدم استفاده از فیلترهای پربازده و یا بسترهای متعدد پالایش برای فضاهایی که به آن سطح از پالایش نیاز ندارند؛
- توجه به اختلاف فشار مجاز در سمت فیلتر برای آگاهی به‌موقع از کثیف شدن فیلترها؛
- عدم استفاده از فیلترهای پربازدهی همچون هپا و اولپا در خروجی هواسازی که قرار است چند فضا را تغذیه کند. در این صورت بهتر است فیلتر پربازده فقط در دهانهٔ کانال اختصاصی فضایی که نیازمند به سطح پالایش بیشتری است نصب شود و فن کمکی مجزا داشته باشد تا فن اصلی دستگاه بیش از اندازهٔ موردنیاز پر ظرفیت نشود.

### ۴-۲) جلوگیری از تقطیر رطوبت روی فیلترهای انتهایی

چنانچه رطوبت نسبی در بخش خروجی هواساز که ممکن است مجهز به فیلتر انتهایی باشد به صددرصد برسد، فیلتر خیس می‌شود و افت فشار زیادی در جریان هوا ایجاد می‌کند. در این شرایط بهتر است استقرار فن به صورت مکشی (وقتی فن بعد از کوئل‌ها قرار می‌گیرد) باشد تا گرمای ناشی از کارکرد فن مانع از اشباع شدن کامل در محل نصب فیلتر شود.

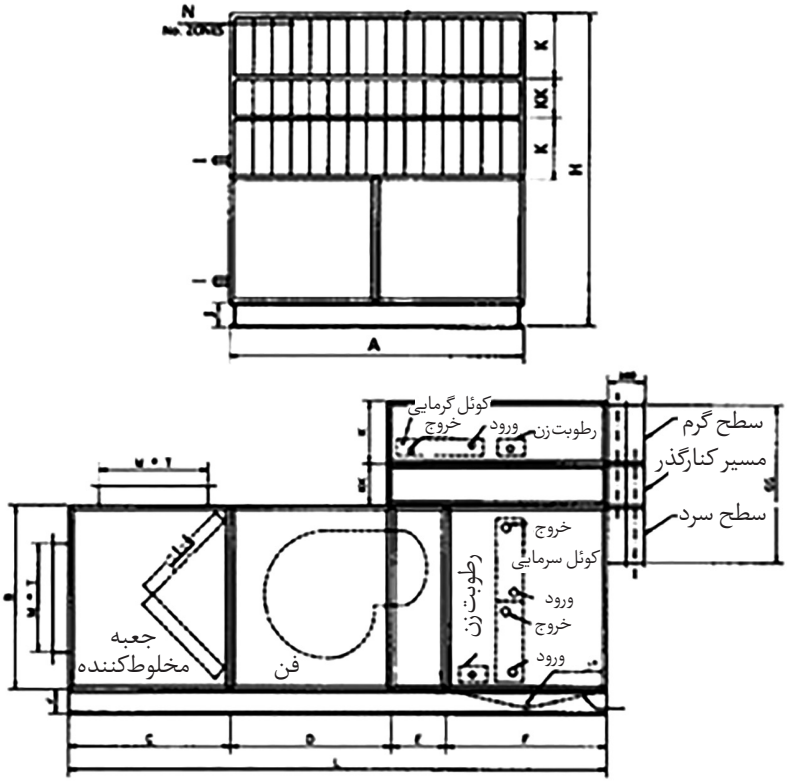
### ۴-۳) رطوبت‌زنی

فرایند رطوبت‌زنی هم، مانند سایر فرایندهای تهویه مطبوع، توأم با مصرف انرژی است. برای کاهش مصرف برای این فرایند باید به نکات زیر توجه داشت:

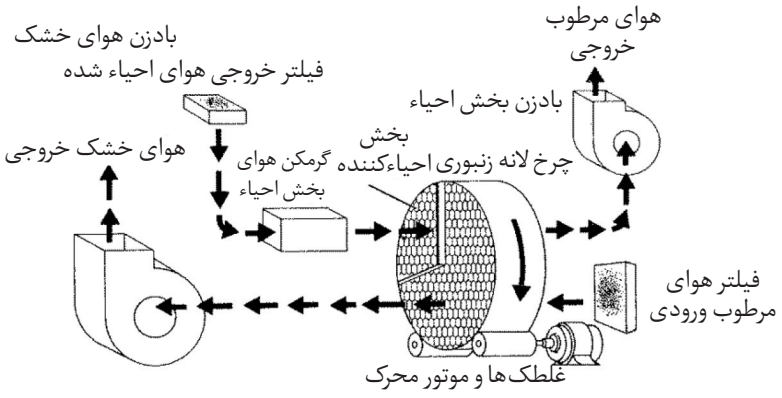
- استفاده از سنجشگر رطوبت به منظور اعمال کنترل دقیق بر مقدار رطوبت موردنیاز متناسب با کاربری فضای درمانی و ممانعت از افزایش غیرضروری آن؛
- هم‌بند کردن عملکرد صرفه‌گر با عملکرد رطوبت‌زن؛
- در صورت استفاده از سیستم (DOAS) و چرخ بازیافت باید به جای کنترل‌کنندهٔ دمای خشک از کنترل‌کنندهٔ انتالپی استفاده شود تا عملکرد آن تابعی از هر دو مؤلفهٔ دمای خشک و رطوبت باشد.
- استفاده از بازچرخانی هوای برگشت حاوی رطوبت از مسیر کنارگذر هواساز بدون عبور از کوئل سرمایی مشروط بر این است که این شیوه نافی مقررات مترتب بر آن فضای خاص نباشد. برخی از هواسازهای چند منطقه‌ای دارای مسیر کنارگذر هستند.

### ۴-۴) رطوبت‌گیری

به طور معمول، کاهش رطوبت به دو روش صورت می‌گیرد. روش رایج عبور هوا از روی کوئل سرد است. در این شیوه در چرخهٔ تابستانی، خواسته یا ناخواسته، بخشی از رطوبت بر روی کوئل سرد تقطیر می‌شود و چنانچه رطوبت نسبی کم مورد نظر باشد، بار سرمایشی افزایش می‌یابد و در برخی موارد ممکن است برای تأمین شرایط آسایش، اجبار به دوباره گرم کردن هوای مورد تهویه به قصد تعدیل دما به وجود آید که موجب صرف انرژی بیشتری می‌شود. روش دوم استفاده از مواد جاذب رطوبت به صورت مایع و جامد است، موادی مانند سیلیکاژل، لیتیم بروماید، آلومین و غیره. در این روش، عمل رطوبت‌گیری بدون نیاز به سرمایش و به صورت جذب سطحی صورت می‌گیرد و بار نهانی را به سیستم سرمایشی تحمیل نمی‌کند. چرخ‌های لانه‌زنبوری آغشته به سیلیکاژل از جمله تجهیزاتی هستند که امکان رطوبت‌گیری به روش جذب سطحی را فراهم می‌آورند و در عین حال این قابلیت را دارند که برای احیای سیلیکاژل از گرمای تلف‌شدهٔ هوای تخلیه استفاده کنند. این شیوه برای اقلیم‌های مرطوب، به ویژه اقلیم معتدل و مرطوب، کاربرد مؤثری در کاهش مصرف انرژی دارد.




**تصویر 3-4) هواساز چندمنطقه‌ای با مسیر کنارگذر برای بهره‌گیری از رطوبت هوای برگشت**




**تصویر 4-4) رطوبت‌گیر از نوع چرخ لانه‌زنبوری آغشته به سیلیکاژل**

# منابع و مراجع


[1] Advanced Energy Design Guide for Large Hospitals, U.S. Green Building Council, U.S. Department of Energy, ASHRAE, 2012.

[2] Air-Handling system, Energy, and IAQ, Trane Engineers Newsletter. 2009.

[3] Air-to-Air Energy Recovery, Trane Engineers Newsletter. Volume 29-5.

[4] ASHRAE Guideline, High - Performance Sequences of Operation, Trane Engineers Newsletter. Volume 50-2. May 2021.

[5] ASHRAE Handbook - HVAC Applications (SI), Health Care Facilities, U.S. 2007.

[6] ASHRAE Standard 62.1-2019 Update, Trane Engineers Newsletter. Volume 49-3. September 2020.

[7] ASHRAE STANDARD, Ventilation for Acceptable Indoor Quality, ANSI/ ASHRAE Standard 62.1-2019.

[8] Capehart Barney L., Kennedy William J, Turner Wayne C. Guide to Energy Management, Fifth Edition, International Version. US: Fairmont Press. 2007.

[9] Chilled-Water Systems Design Dcisions, Trane Engineers Newsletter.Volume 47-3. October 2018.

[10] Chilled-Water Systems Design Issues, Trane Engineers Newsletter.Volume 43-2. May 2014.

[11] Claric Bleig De Souza, Sara Alsaadani.Thermal Zoning in Spculative Office Buildings, September 2012.

[12] Commercial Geothermal is Heating Up! , Trane Engineers Newsletter. Volume 40-1.2011.

[13] Condenser Water System Retrofit Opportunities, Trane Engineers Newsletter. Volume 45-1. February 2016.

[14] Condenser Water System Savings, Trane Engineers Newsletter.Volume 41-3 September 2012.

[15] Crowther, H, and J.Furlong.Optimizing Chillers and Towers. ASHRAE Journal. 46(7):34-40.2004.

[16] Dedicated Outdoor Air System with Sensible-Cooling Trminal units, Trane Engineers Newsletter. Volume 46-2 June 2017.

[17] Delmastro, Chiara. Cooling, More efforts needed-Tracking report - June 2020.

[18] Enrgy-Saving Strategies for Watr-Source Heat Pump Systms, Trane Engineers Newsletter.Volume 36-2. May 2007.

[19] Indoor Air Quality and Energy Standard, Trane Engineers Newsletter. Volume 37-4. November, 2008.

[20] Lal Jayamaha, Energy-Efficient Building Systms, Green Strategis for opration and Maintnance, Mc Graw-Hill, 2006.

[21] Primary Secondary Pumping Application Manual. Bell & Gossett. 2016.

[22] Selecting cooling towers for fficiency: Range or approach? , Trane Engineers Newsletter.Volume 34-1. January 2005.

[23] The Impact of Variable-Speed Drives on HVAC Components, Trane Engineers Newsletter.Volume 42-3. Sptember 2013.

[24] Water-side hat recovery, Trane Engineers Newsletter. Volume 36-1.February 2007.

- برتلس، ی.ا، متن انتقادی شاهنامهٔ فردوسی، انستیتوی خاورشناسی، اداره انتشارات ادبیات خاور، مسکو ۱۹۶۰
- سلطاندوست، محمدرضا. پهنه‌بندی اقلیمی ایران برای طراحی معماری و تأسیسات مکانیکی. تهران: نشر یزدا. ۱۳۹۷
- سلطاندوست، محمدرضا. طراحی تأسیسات ساختمان. تهران: نشر یزدا. ۱۳۹۴
- سلطاندوست، محمدرضا. LEED، معیاری برای ساختمان سبز، تهران: نشر یزدا. ۱۳۹۴

# تاکنون از همین مؤلف منتشر شده است:

۱- تئوری گشایش‌ها (سه جلد)، انتشارات گوتنبرگ، ۱۳۶۸
۲- فرهنگ تأسیسات ساختمان، ویراست اول (انتشارات سالکان ۱۳۷۶)، ویراست دوم (نشر کتاب دانشگاهی ۱۳۸۳)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۸)
۳- تله بخار، ویراست اول (انتشارات سورمق ۱۳۸۲)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)
۴- راهنمای مهندسی گرمایش و تهویه مطبوع ویرایش یازدهم، چاپ اول تا چهارم (نشر کتاب دانشگاهی ۱۳۸۴)، چاپ پنجم (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)، چاپ ششم (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)
۵- طبقه‌بندی تجهیزات و سیستم‌ها، ویراست اول (انتشارات سورمق ۱۳۸۵)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۰)
۶- مراجعات سریع، ویراست اول (انتشارات سورمق ۱۳۸۵)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۸)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)
۷- برق برای تهویه مطبوع، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)
۸- سایکرومتریک، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)
۹- چیلر جذبی، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۷)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۰)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۷)
۱۰- دستنامه تأسیسات، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۸)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۷)
۱۱- فرهنگ جیبی تأسیسات ساختمان، انتشارات یزدا ۱۳۸۹
۱۲- طراحی موتورخانه، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۹)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۰)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۴)
۱۳- اقلیم، معماری، تهویه‌مطبوع، چاپ اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۰)، چاپ دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)
۱۴- جزئیات تأسیسات ساختمان، انتشارات یزدا ۱۳۹۱

۱۵- چیلر تراکمی، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۱)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۵)
۱۶- تأسیسات مکانیکی برای دانشجویان معماری، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۹)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۰)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۱)، ویراست پنجم (انتشارات یزدا ۱۳۹۸)
۱۷- تأسیسات برقی برای دانشجویان معماری، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۹۵)
۱۸- سیستم‌های اعلام حریق، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۸۵)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۸)، ویراست سوم (انتشارات یزدا ۱۳۸۹)، ویراست چهارم (انتشارات یزدا ۱۳۹۲)، ویراست پنجم (انتشارات یزدا ۱۳۹۴)
۱۹- محاسبات بار سرمایی و گرمایی، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)
۲۰- چیلر پیچی و گریز از مرکز، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)
۲۱- آشنایی با چیلر جذبی، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)
۲۲- آشنایی با سیستم‌های تهویه مطبوع، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)
۲۳- اجزا و چرخهٔ سرمایش، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)
۲۴- طراحی تأسیسات ساختمان (دو جلد، انتشارات یزدا ۱۳۹۴)
۲۵- Leed، معیاری برای ساختمان سبز، انتشارات یزدا ۱۳۹۵
۲۶- تاسیسات برقی و مکانیکی ساختمان‌های بلند، انتشارات یزدا ۱۳۹۶
۲۷- پهنه‌بندی اقلیمی ایران، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۲۸- آسایش حرارتی، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۲۹- معماری همساز با اقلیم، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۰- دیباچه و تهیه‌ی گزارش فاز یک، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۱- محاسبات بار و انتخاب تجهیزات مولد، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۲- انتخاب تجهیزات تبادل حرارت، مکمل و مرکب، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۳- تجهیزات انتقال و توزیع، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۴- آب و فاضلاب، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۵- طراحی اماکن و تجهیزات خاص، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۶- تنظیم شرایط محیطی (به کمک تأسیسات مکانیکی)، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۷- صدا، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۸- تخمین بارهای گرمایی و سرمایی شهرهای ایران، انتشارات یزدا ۱۳۹۷

۳۹- مبانی سایکرومتری، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۰- پمپ حرارتی، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۱- سیستم حجم متغیر هوا، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۲- سیستم‌های کنترل تهویه مطبوع، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۳- فن‌های تهویه مطبوع، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۴- شبکه‌های آب سرد، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
۴۵- انبارهٔ یخ، انتشارات یزدا ۱۴۰۰

# Optimal Energy Consumption in Air Conditioning

**Mohammad Reza Soltandoost**