درسنامهٔ تهویه مطبوع

محاسبات بار سرمایی و گرمایی ۱

محمدرضا سلطاندوست

محاسبات بار سرمایی و گرمایی

محاسبات بار سرمایی و گرمایی

ترجمه و تألیف: محمدرضا سلطاندوست

سرشناسه	سلطاندوست، محمد رضا، ۱۳۴۱ -
عنوان و نام پدیدآور	محاسبات بار سرمایی و گرمایی (ویرایش دوم)/ ترجمه و تالیف محمدرضا سلطاندوست.
وضعیت ویراست	[ویراست ۲]
مشخصات نشر	تهران : یزدا، ۱۴۰۰.
مشخصات ظاهری	۹۸ ص.: جدول، نمودار.
شابک	978-600-165-936-2
وضعیت فهرست‌نویسی	فیپا
یادداشت	کتابنامه: ص. ۹۳.
موضوع	تهویه مطبوع -- برآورد هزینه
	Air conditioning -- Estimates
	تهویه مطبوع -- طراحی و ساخت
	Air conditioning -- Design and construction
	گرمایش -- برآورد هزینه
	Heating -- Estimates
رده‌بندی کنگره	THV۶۸۷/۷
رده‌بندی دیویی	۶۹۷/۹۳۰۲۲۲
شماره کتابشناسی ملی	۸۷۰۹۴۸۹
اطلاعات رکورد کتابشناسی	فیپا

محاسبات بار سرمایی و گرمایی

ویرایش دوم

ترجمه و تألیف: محمدرضا سلطاندوست

ناشر: یزدا / **چاپ اول:** پاییز ۱۴۰۰ / **قطع:** پالتویی / **تعداد صفحات:** ۹۸ صفحه / **آماده‌سازی قبل از چاپ:** نشریه تهویه و تبرید / **ویراستار:** فرزانه پایدار داریان / **مدیر تولید:** محمد پیروزمند / **طراح روی جلد:** سهند سلطاندوست / **چاپ و صحافی:** یزدا / **شمارگان:** ۱۰۰ نسخه /

شابک: ۹۷۸-۶۰۰-۱۶۵-۹۳۶-۲ **ISBN:** 978-600-165-936-2

نشر یزدا و گروه نشریات

دفتر نشر و نمایشگاه دائمی: تهران، سیدخندان، خیابان ارسباران، کوچهٔ ستاری، شمارهٔ ۲۲، ساختمان یزدا **دورنگار:** ۲۲۸۸۵۶۵۱ (۰۲۱) **تلفن:** ۵۰-۲۲۸۸۵۶۴۷ (۰۲۱)

توجه: به موجب قانون حمایت حقوق مؤلفان و مصنفان و هنرمندان مصوب ۱۳۴۸/۱۰/۱۱ و همچنین قانون ترجمه و تکثیر کتب و نشریات و آثار صوتی مصوب سال ۱۳۵۰ تمام حقوق این اثر به هر نحو برای مؤلف محفوظ است. نشر و پخش تمام یا قسمتی از این کتاب بدون اجازه از مؤلف، باعث پیگرد قانونی خواهد شد.

خرید آنلاین: www. yazdamarket. com

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

فهرست

مقدمه ۷

اصول انتقال گرما ۸

روش‌های انتقال گرما ۹

اندازه‌گیری گرما ۱۱

گرمای محسوس و نهان ۱۳

شرایط طرح داخل ۱۵

اجزای بار سرمایش ۱۷

بارهای محسوس و نهان ۱۹

زمان اوج بار سرمایی ۲۰

طرح یک مثال: فضای اداری ۲۱

شرایط طرح خارج ۲۴

ضریب کلی انتقال گرما (U) ۲۶

انتقال گرما از جدار ۲۸

سطوح تحت تابش ۳۰

تأخیر زمانی و گرمای ناشی از تابش ۳۲

تعیین (CLTD) برای جدار غربی ۳۴

تابش از میان شیشه ۴۰

تعیین بار گرمایی ناشی از افراد و تجهیزات ۴۴

تعیین بار ناشی از نفوذ هوا ۵۱

خلاصهٔ بار سرمایش فضا ۵۶

محاسبهٔ بار تهویه ۵۸

گرمای ناشی از کارکرد سیستم ۶۱

خلاصهٔ بارهای سرمایشی محاسبه شده ۶۳

تعیین دبی هوای رفت ۶۵

تعیین شرایط هوای ورودی کوئل ۶۷
تعیین دمای هوای رفت ۶۹
تصحیح دمای هوای رفت ۷۵
استفاده از یک سیستم برای دو یا چند مکان ۷۷
تحلیل شرایط دو فضا برای انتخاب یک سیستم ۷۹
تعیین بار گرمایش ۸۳
اتلاف گرما از طریق جداره‌ها ۸۵
اتلاف گرما از طریق نفوذ و تهویه ۸۷
تخمین بارهای سرمایی و گرمایی ۸۹
مراجع ۹۳

مقدمه

کتاب کوچکی است؛ اما هر آن‌چه برای انجام محاسبات بار سرمایشی و گرمایشی باید آموخت در آن گرد آمده است و از این نظر کتاب مؤجز و کم‌نظیری محسوب می‌شود.

به‌طـــور معمـــول در اغلب کتاب‌های مربـــوط به تهویه مطبوع و تأسیسات مکانیکی ساختمان، فصولی به چگونگی محاســـبات بار گرمایش و ســـرمایش اختصـــاص می‌یابد و علاقه‌مندان ضمـــن مطالعه همهٔ مطالب یک کتاب حجیم ایـــن فصول را نیز از نظر می‌گذرانند. در به کار بردن عبارت «از نظر می‌گذرانند» عمدی در کار است. زیرا بر این باورم که ممکن است به هنگام مطالعه یک کتاب حجیم، آن گونه که شایسته است تمرکز کافی بر موضوعی خاص به وجود نیاید و کثرت عناوین و مطالب به یک نسبت موجب کمرنگ شدن همهٔ آن موضوعات شود.

گاهـــی اختصاص یک کتاب به یـــک موضوع، قابلیت تمرکز بیشـــتری را به وجود می‌آورد و در عین حال شرایطی فراهم می‌شـــود تا جنبه‌های متنوع موضوعی خاص که در میان انبوهی از مطالب کتاب‌های حجیم فرصت خودنمایی نمی‌یابند؛ نمایان‌تر و دقیق‌تر جلوه کنند و بهتر درک شوند و در پـــی آن طولانی‌تر در ذهن بماننـــد. از این نظر ترجمه ایـــن کتاب را مفید یافتم و برخی مطالب هم به آن افزودم. امیدوارم علاقه‌مندان نیز با من هم نظر و هم رای باشند.

محمدرضا سلطاندوست

پائیز یک‌هزار و چهارصد

اصول انتقال گرما



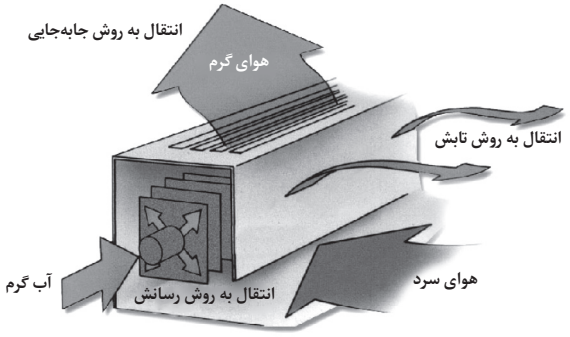
انتقال گرما از سه اصل زیر پیروی می‌کند:

الف)- انرژی گرمایی نابود نمی‌شـــود؛ بلکه تنها منتقل می‌شـــود. این اصل نشأت گرفته از قانون بقای انرژی است. با قرار گرفتن تکه‌های یخ در لیوان نوشـــابه، دمای نوشابه کاهش می‌یابد؛ اما انرژی گرمایی از بین نمی‌رود، بلکه صرف تبدیل یخ از جامد به مایع می‌شود.

ب)- جریان انرژی گرمایی به‌طور طبیعی همواره از سمت ماده‌ای با دمای بیشتر به سمت ماده‌ای با دمای کمتر است. بنابراین به جای این که بگوییم یخ، سردی خود را به نوشابه داد؛ باید بگوییم که نوشابه گرمای خود را به یخ داد.

ج)- انتقال انرژی گرمایی به سه طریق رسانش، جابه‌جایی و تابش صورت می‌گیرد.

روش‌های انتقال گرما



تصویـــر بالا یک کنوکتور آب گرم که برای گرمایش فضاها به کار می‌رود را نشـــان می‌دهد و هر سه روش انتقال گرما در این تصویر قابل مشاهده است.

جریان آب گرم در لولهٔ پره‌دار کنوکتور موجب گرم شدن بدنه یا قاب کنوکتور و هوای مابین پوستهٔ خارجی لوله و قاب می‌شود. تماس مستقیم آب گرم با سطح داخلی لوله موجب گرم شـــدن لوله و پره‌های متصل به آن به روش رسانش یا هدایت می‌شود. هوای در تماس با لوله نیز به همین طریق گرم می‌شود. در روش رســـانش[1]، انتقال گرما از جسمی با دمای بیشـــتر به جسمی با دمای کمتر با تماس مستقیم و بی‌واسطه صورت می‌گیرد.

هوای سرد از طریق شکاف زیرین وارد کنوکتور می‌شود و با تماس با لوله پره‌دار، گرم و با کاهش چگالی سبک‌تر شده

1- *Conduction*

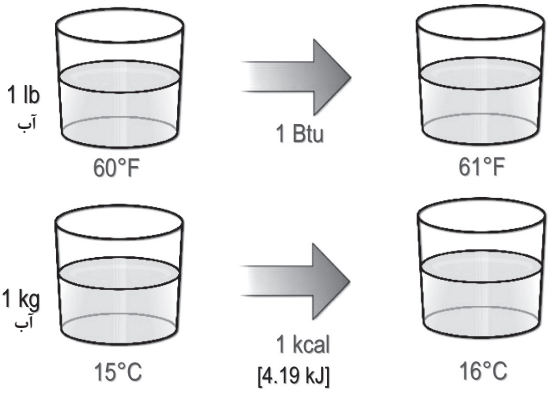
و از طریق دریچهٔ فوقانی خارج می‌شـــود و گرمای خود را به محیط اطراف می‌دهد تا بار دیگر ســـرد و چگال شـــده و به کنوکتور باز گردد. بنابراین گرم شدن فضای اتاق مشروط به گرم شدن هواست. در اینجا هوا به عنوان سیال حامل انرژی گرمایی مورد اســـتفاده قرار می‌گیرد و با جابه‌جایی یا جریان همرفت[1] موجبات گرمایش اتاق را فراهم می‌آورد.

در روش انتقـــال گرما به روش جابه‌جایی حتماً ســـیال واســـطی به عنوان حامل انرژی وجود دارد. آب گرم نیز که باعث گرم شدن خود کنوکتور می‌شود در واقع سیال حامل انرژی گرمایی است که خود در جای دیگری گرم شده و اینک گرمای خود را به لولهٔ پره‌دار کنوکتور منتقل می‌کند. در هر حال در این روش انتقال گرما از جســـمی با دمای بیشتر به جســـمی با دمای کمتر به کمک یک ســـیال واسط صورت می‌گیرد.

در فرایند گرمایشـــی مورد مثال، قاب فلزی کنوکتور نیز گرم می‌شود و هر جسم گرمی متناسب با دمایی که دارد به عنوان تابش‌گر، اشـــعهٔ فروسرخ ساطع می‌کند که هم‌چون نور به اطراف منتشر می‌شود؛ اما مرئی نیست. تابش[2] امواج فروســـرخ نوع دیگری از روش انتقال گرماست. در این روش نیز جسمی با دمای بیشتر به کمک تابش، گرما را به جسمی با دمای کمتر منتقل می‌کند.

1- Convection
2- Radiation

اندازه‌گیری گرما



در سیستم اندازه‌گیری انگلیسی (I-P) مقدار انرژی گرمایی با Btu یا واحد گرمایی بریتانیا[1] سنجیده می‌شود. مقدار انرژی گرمایی لازم بـــرای افزایش دمای یک پوند آب به اندازه یک درجه فارنهایت، 1Btu است.

در سیســـتم اندازه‌گیری بین‌المللـــی (SI) مقدار انرژی گرمایی با کیلوژول(kJ) سنجیده می‌شود. در این سیستم از کیلوکالری (kcal) نیز استفاده می‌شود.

مقدار انرژی گرمایی لازم برای افزایش دمای یک کیلوگرم آب به اندازهٔ یک درجه سلســـیوس، 1kcal اســـت. هر یک کیلوکالری برابر با 4.19 کیلوژول است.

در تجهیزات سرمایشـــی و گرمایشی نرخ انتقال گرما در واحد زمان سنجیده می‌شود.

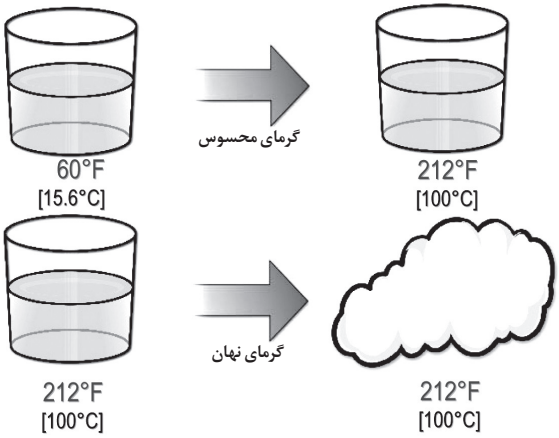
1- British thermal Unit(Btu)

کمیت انتقال گرما به‌طور معمول در زمان یک ساعت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین بارهای سرمایشی و گرمایشی و ظرفیت تجهیزات و نرخ انتقال گرمای آنها برحسب Btu/h یا kcal/h تعیین می‌شود.

از سوی دیگر در سیستم اندازه‌گیری بین‌المللی (SI) برای جریان گرمایی از واحد کیلووات (kW) یا وات (W) نیز استفاده می‌شود.

هریک کیلووات برابر با 1000 وات یا 1 کیلوژول بر ثانیه (kJ/s) است. در واقع 1kW مقدار گرمای منتقل شده از جسمی با دمای بیشتر به جسمی با دمای کمتر در مدت زمان یک ثانیه برحسب کیلوژول است.

گرمای محسوس و نهان



ایجاد آســـایش حرارتی و فرایند تهویه مطبوع توأم با انتقال انرژی گرمایی است.

انـــرژی گرمایی خود در دو بخش گرمای محســـوس[1] و نهان[2] طبقه‌بندی می‌شود که هر دو در فرایند تهویه مطبوع به ویژه سرمایش مؤثرند.

گرمای محسوس شکلی از انرژی گرمایی است که تغییر آن منجر به کاهش یا افزایش دمای خشک می‌شود.

گرمای نهان شکلی از انرژی گرمایی است که صرف تغییر حالت ماده می‌شـــود و تأثیـــری در افزایش یا کاهش دمای خشک ماده ندارد.

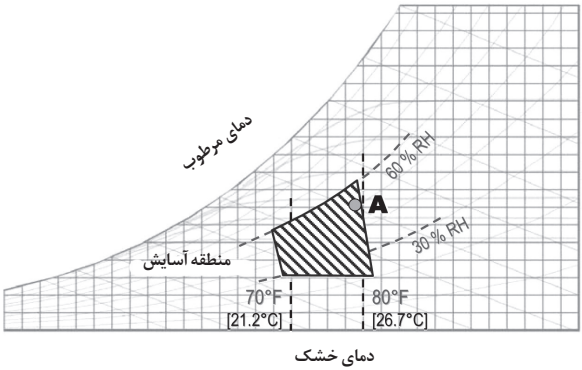
بـــه عنوان مثال انـــرژی‌ای که صرف تغییـــر حالت آب

1- *Sensible Heat*
2- *Latent Heat*

212°F(100°C) به بخار 212°F(100°C) می‌شـــود، از جنس گرمای نهان است.

گرمای نهان هوا ناشی از وجود بخار آب یا رطوبت در آن است. بنابراین در فرایند سرمایش، فارغ از کاهش دمای هوا که به معنای کاهش گرمای محسوس آن است، در مواردی باید رطوبـــت هوا نیز به منظور کاهش گرمـــای نهان از آن گرفته شود.

شرایط طرح داخل



عوامل مؤثر در ایجاد شـــرایط آسایش در مکانی خاص برای انسان شامل دمای خشک، رطوبت، جریان هوا، هوای تازه، هوای پاک، ســـطح صدا، روشنایی و مبلمان است. فارغ از این موارد؛ آسایش حرارتی وابسته به دما، رطوبت و جریان هواست.

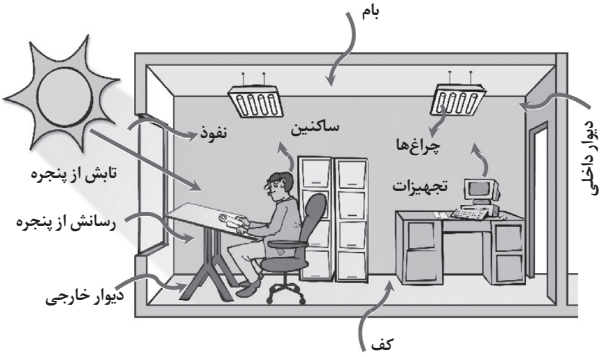
منطقهٔ هاشورخورده در نمودار سایکرومتریک تصویر بالا، نمایش‌گر دامنهٔ دمایی و رطوبی مناســـب است که براساس تحقیقات و آزمایش‌های مختلف به‌طور معمول هشتاد درصد از افراد در آن احساس آسایش می‌کنند.

هر نقطه در میان بخش هاشـــورخورده بر مبنای نیاز و متناسب با سرمایه‌گذاری در یک پروژه می‌تواند تأمین‌کنندهٔ شرایط آسایش حرارتی باشد و به عنوان شرایط طرح داخل متناســـب با کاربری و ســـطح فعالیت و پوشش افراد مورد

استفاده قرار گیرد.

در ایـــن کتاب و بـــرای حل مثالی که پیـــش رو داریم، دمای خشک داخل برای شرایط تابستانی 78°F(25.6°C) و رطوبت نسبی 50 درصد در نظر گرفته شده است که شرایط صرفه‌جویانه‌ای است. این شرایط با نقطهٔ A در نمودار نمایش داده شده اســـت. برای شرایط داخل زمســـتانی نیز دمای 72°F(22.2°C) منظور شده است.

اجزای بار سرمایش



بار سرمایی یک فضا، نرخ گرمایی است که باید از آن فضا گرفته شود تا شرایط داخل آن هم‌چنان ثابت بماند. در اینجا منظور از شرایط داخل، مقدار دمای خشک و رطوبت نسبی است.

عواملی که باعث افزایش گرمای داخل یک فضا می‌شوند؛ عبارتند از:

- گرمای اکتسابی رسانشی از طریق دیوارهای خارجی، بام، نورگیر سقفی و پنجره‌ها که خود ناشی از تابش خورشید بر این سطوح است.
- گرمای اکتسابی تابشی از طریق نورگذرها و پنجره‌ها
- گرمای اکتسابی رسانشی از طریق جداره‌های مشترک با فضاهای دیگر که دارای دمای بیشتری از دمای فضای مورد نظر هستند. سقف، کف و تیغه‌ها و هم‌چنین درها ممکن است جداره‌های مشترک باشند.

- گرمای ناشی از افراد، روشنایی‌ها، تجهیزات الکتریکی یا غیرالکتریکی گرمازا.
- گرمای ناشـــی از هوای خارج که از طریـــق درز درها و پنجره‌ها به داخل نفوذ می‌کند.

کوئل سرمایی سیســـتم تهویه مطبوع علاوه بر غلبه بر بارهای برشمرده بالا باید توانایی جذب و خنثی‌سازی تأثیرات گرمایی عوامل زیر را نیز داشته باشد.

- گرمای هوایی که به منظور تهویه و تأمین هوای تازه مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- گرمای ناشـــی از کارکرد فن و الکتروموتور خود سیستم سرمایی

بارهای محسوس و نهان

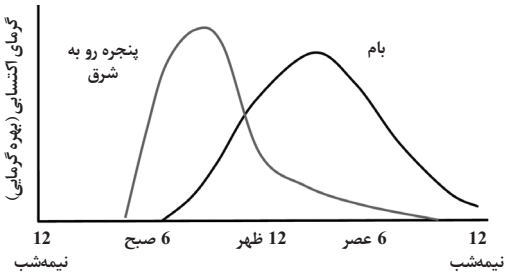
اجزای بار سرمایش	بار محسوس	بار نهان	بار فضا	بار کوئل
رسانش از طریق بام، دیوارها، پنجره‌ها، و نورگذرها	✓		✓	✓
تابش از طریق پنجره‌ها و نورگذرها	✓		✓	✓
رسانش از طریق سقف، کف و جداره‌های داخلی	✓		✓	✓
ساکنین	✓	✓	✓	✓
روشنایی‌ها	✓		✓	✓
تجهیزات برقی و گرمازا	✓	✓	✓	✓
نفوذ هوا	✓	✓	✓	✓
تهویه	✓	✓		✓
گرمای سیستم	✓			✓

مطابق جدول بالا، بارهای رسانشی و تابشی ناشی از دیوارها، سقف، کف، پنجره‌ها، نورگذرها و روشنایی‌ها تنها از نوع محسوس هستند و هیچ بار نهانی که ناشی از وجود رطوبت باشد به فضا تحمیل نمی‌کنند.

بار ناشی از حضور افراد و برخی از تجهیزات گرمازا و هم‌چنین بار ناشی از نفوذ و تهویه هوا دارای دو بخش محسوس و نهان هستند.

بنابراین کوئل تجهیزات سرمایشی باید ظرفیت کافی برای دفع هر دو گرمای محسوس و نهان را داشته باشد. دفع گرمای محسوس با کاهش دمای خشک هوای عبوری از کوئل، خود را نمایش می‌دهد و تقطیر رطوبت روی سطح کوئل سرد نشان از دفع گرمای نهان دارد.

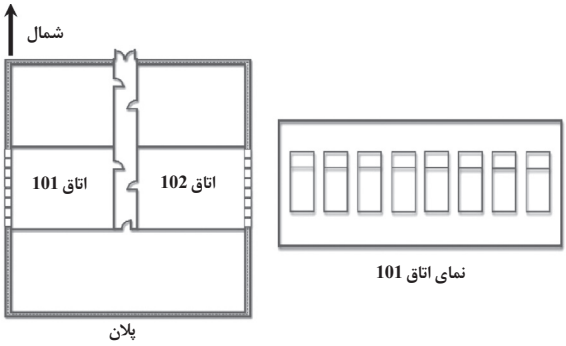
زمان اوج بار سرمایی



تعییـــن زمان وقوع بـــار حداکثر هر یک از عوامـــل گرمازا و پیش‌بینی تأثیر آن بر بار کل سرمایی کار دشواری است. اصولاً حداکثر باری که هریک از عوامل مسبب آن می‌شوند همزمان نیست. از این رو تأثیر زمان وقوع بار حداکثر در ساعات روز، هفته، ماه و ســـال و هم‌چنین تعیین اختلاف زمان بین آنها مهم و در عین حال مشـــکل است. برای مثال مطابق نمودار بالا، بیشترین گرما از طریق بام در بعد از ظهر و حدود ساعت پنج جذب می‌شـــود و این در حالی است که گرمای اکتسابی از پنجره یا پنجره‌های جبهۀ شرقی سیر نزولی را طی کرده و تقریباً در کمترین مقدار خود است. برعکس گرمای اکتسابی پنجره شرقی به وقت صبح با طلوع خورشید به تدریج افزایش یافته و تقریباً در ساعت ده صبح به اوج خود می‌رسد و پس از آن به تدریج از مقدار آن کاسته می‌شود.

نمودار به وضوح نشان می‌دهد که حداکثر بار ناشی از بام و پنجره شرقی در دو زمان کاملاً متفاوت به وقوع می‌پیوندد و حتی سیر نزولی و صعودی آنها نیز خلاف جهت یکدیگر است.

طرح یک مثال: فضای اداری



محاســـبهٔ بار سرمایی اتاق شماره 101 در پلان بالا به عنوان مثال در نظر گرفته شـــده است تا ضمن حل آن، چگونگی روند محاسبه شرح داده شود.

پنجره‌های این اتاق در جبههٔ غربی قرار گرفته اســـت که نمای آن نیز در تصویر بالا مشـــخص است. باتوجه به غربی بودن پنجره‌ها زمان وقوع اوج بار در بعدازظهر و زمانی است که خورشید در حال غروب کردن است. در این زمان تابش بر سطح پنجره‌ها و به‌طور کلی جبههٔ غربی عمود خواهد بود. در این مثال زمان وقوع حداکثر بار سرمایی ناشی از تابش، 4 بعدازظهر فرض شده است.

سایر مشخصات این فضای اداری به شرح زیر است:

- موقعیت جغرافیایی: سنت لوئیز، میسوری
- تعداد طبقات: یک
- نوع کاربری: اداری با پلان باز
- مساحت کف: 45ft×60ft(13.7m×18.3m)

- ارتفاع روی کف تا زیر سقف: 12ft(3.7m)
- شرایط طرح داخل:

دمای خشک 78°F(25.6°C) با رطوبت نسبی 50 درصد برای تابستان و دمای خشک 72°F(22.2°C) برای زمستان

- ابعاد و ساختار دیوار غربی:

12ft(3.7m) ارتفاع با 45ft(13.7m) پهنا، ساخته شده از 8in(203.2mm) بلوک بتنی سبک با روپوش آلومینیومی خارجی و عایق به ضخامت 3.5in(88.9mm) و $^1/_2$in(12.7mm) صفحه گچی

- نوع و ابعاد پنجره‌ها:

از نوع دوجداره با شیشه شفاف به ضخامت $^1/_4$in (6.4mm) با قاب آلومینیومی. هر یک از پنجره‌ها دارای 4ft(1.2m) پهنا و 5ft(1.5m) ارتفاع هستند و در مجموع 8 پنجره یکسان در جبهۀ غربی وجود دارد.

- نوع و ابعاد بام:

تخت با ابعاد 45ft×60ft(13.7m×18.3m) ساخته شده از 4in(100mm) بتن با 3.5in(90mm) عایق با روکش فولادی

- تعداد نفرات، نوع فعالیت و زمان شروع و پایان کار:

18 نفر با فعالیت متوسط از 8 صبح شروع به کار می‌کنند و فعالیت آنها تا ساعت 5 بعدازظهر ادامه دارد.

- روشنایی: 2W/ft^2(21.5W/m^2)
- توان الکتریکی کامپیوترها و سایر تجهیزات دفتر:

0.5W/ft^2(5.4W/m^2) به علاوه یک قهوه‌ساز

- **نکته یک:** *فرض بر این است که سایر فضاهای مجاور دارای شرایط دمایی و رطوبی مشابه اتاق 101 هستند و اختلاف دمای این اتاق با سایر فضاها صفر است.*

- **نکته دو:** *این فضا بدون سقف کاذب است. بنابراین فضای داخل به‌طور مستقیم تحت تأثیر گرمای رسانشی و تابشی سقف قرار می‌گیرد.*

شرایط طرح خارج

	0.4%		1%		2%	
	DB	WB	DB	WB	DB	WB
سنت لوئیز میسوری	95°F [35°C]	76°F [25°C]	93°F [34°C]	75°F [24°C]	90°F [32°C]	74°F [23°C]

پس از تعیین شرایط داخل لازم است که شرایط دمای خارج نیز تعیین شود. پیش‌بینی حداکثر دمایی که ممکن است در یک یا چند روز از سال و به هنگام تابستان به وقوع بپیوندد؛ موجب افزایش بار و به تبع آن افزایش ظرفیت تجهیزات سرمایشی می‌شود. جدول بالا دمای خشک و مرطوب سنت لوئیز میسوری را در سه ستون 0.4، 1 و 2 درصد نشان می‌دهد.

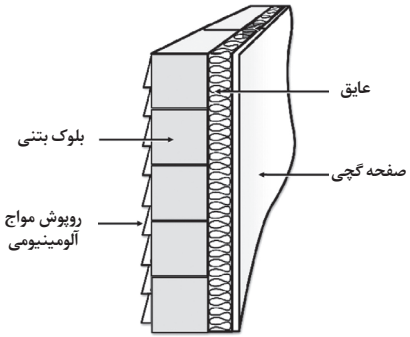
منظور از 0.4 درصد این است که تنها 0.4 درصد از کل ساعات در طول سال ممکن است دمای خشک و مرطوب به ترتیب از $95^{\circ}F(35^{\circ}C)$ و $76^{\circ}F(25^{\circ}C)$ تجاوز کند. به عبارت دیگر تنها 35 ساعت از تمام ساعات سال احتمال وقوع چنین دمای خشک و مرطوبی وجود دارد و در سایر اوقات دمای خشک و مرطوب کمتر از این مقادیر است. به همین ترتیب منظور از 1 درصد نیز این است که تنها 87.6 ساعت از کل 8760 ساعت سال ممکن است دمای خشک و مرطوب به

ترتیب از 93°F(34°C) و 75°F(24°C) تجاوز کند.

ستون 2 درصد هم نشان می‌دهد که ممکن است 175.2 ساعت یا 2 درصد از کل ساعات سال دمای خشک و مرطوب از 90°F(32°C) و 74°F(23°C) بیشتر شود.

در این مثال شرایط 0.4 درصد انتخاب شده است.

ضریب کلی انتقال گرما (U)



جداره‌ها ممکن است دارای چندین لایهٔ متفاوت با مقاومت و قابلیت هدایت مختلف باشند. جداولی برای تعیین مقاومت و قابلیت هدایت گرمایی مصالح تدوین شده است. مجموع قابلیت لایه‌های مختلف یک جدار، ضریب کلی انتقال (U) خوانده می‌شـــود که برای تعیین آن نیز می‌توان به جداولی که برای آن تدوین شـــده است، مراجعه کرد. قابلیت هدایت عکس مقاومت گرمایی هر لایه است. به عنوان مثال مقاومت هریک از لایه‌های جدار این مثال عبارت است از:

- مقاومت گرمایی روپوش مواج آلومینیومی نما:

$R=0.6ft^2.h.^\circ F/Btu(0.11m^2.^\circ K/W)$

- مقاومت گرمایی بلوک بتنی به ضخامت: 8in(200mm)

$R=2ft^2.h.^\circ F/Btu(0.35m^2.^\circ K/W)$

- مقاومـــت گرمایـــی عایـــق فایبـــرگلاس بـــا ضخامت 3.5in(90mm):

$R=13ft^2.h.^\circ F/Btu(2.29m^2.^\circ K/W)$

- مقاومت گرمایی صفحه گچی با ضخامت $^1/_2$in(12.7mm):

$R=0.45ft^2.h.^\circ F/Btu(0.08m^2.^\circ K/W)$

در دو سمت جدار؛ مقاومت گرمایی لایه‌ای از هوا نیز در نظر گرفته می‌شود که وابسته به سرعت جریان هواست. در این مثال با فرض این که سرعت باد در خارج از ساختمان 7.5 مایل در ساعت یا 12 کیلومتر در ساعت باشد؛ مقاومت لایهٔ هوا روی جدار خارجی برابر بـــا $0.25ft^2.h.^\circ F/Btu(0.044m^2.^\circ K/W)$ در نظر گرفته شده است. مقاومت لایهٔ هوا روی جدار داخل نیز با فرض آرام بودن جریان هوا $0.68ft^2.h.^\circ F/Btu(0.12m^2.^\circ K/W)$ منظور شده است.

بنابراین ضریب کلـــی انتقال گرمای جدار مورد مثال به ترتیب زیر تعیین می‌شود:

$$\mathbf{U=\frac{1}{R_{total}}}$$

$$U=\frac{1}{0.25+0.61+2+13+0.45+0.68}$$

$$=\frac{1}{16.99}=0.06Btu/h.ft^2.^\circ F$$

یا:

$$U=\frac{1}{0.04+0.11+0.35+2.29+0.08+0.12}$$

$$=\frac{1}{2.99}=0.33W/m^2.K$$

ضریب کلی انتقال گرمای سقف نیز عبارت است از:

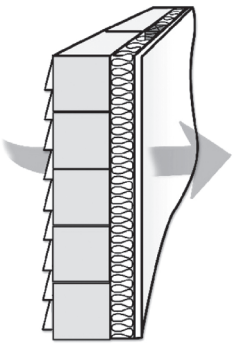
$$U=\frac{1}{0.25+0.33+13+3.12+0+0.92}$$

$$=\frac{1}{17.62}=0.057Btu/h.ft^2.^\circ F$$

$$U=\frac{1}{0.04+0.06+2.29+0.54+0+0.16}$$

$$=\frac{1}{3.09}=0.323W/m^2.K$$

انتقال گرما از جدار



انتقال گرما از طریق جدارهای خارجی به صورت رسانش، اولین عامل افزایش بار داخلی است که باید مورد توجه قرار گیرد. جهت جریان گرمایی رسانشی از سمتی با دمای بیشتر به سمت دیگر با دمای کمتر است. بنابراین در تابستان، جهت انتقال از سمت بیرون به داخل است. این بار زمانی محاسبه می‌شود که جدار مورد نظر در تمام اوقات در سایه قرار گرفته باشد. اگر نه باید بار رسانشی جدار توأم با تأثیر تابش خورشید محاسبه شود؛ که در مباحث بعدی به آن پرداخته شده است.

بار ناشی از هدایت یا رسانش جداره‌ها از طریق رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$Q=U\times A\times \Delta T$$

Q: گرمای ناشی از رسانش برحسب Btu/h یا W

U: ضریب کلی انتقال گرمای جدار برحسب $Btu/h.ft^2.^{\circ}F$

$W/m^2.^\circ K$ یا

A: مساحت جدار برحسب ft^2 یا m^2

ΔT: اختلاف دمای خشک بین هوای خارج و داخل برحسب $^\circ F$ یا $^\circ C$

با توجه به تعیین ضریب انتقال کلی و معلوم بودن مساحت دیوار غربی و پنجره‌های آن می‌توان گرمای ناشی از رسانش را به صورت زیر محاسبه کرد:

- ضریب کلی انتقال گرمای جدار غربی:

$$U= 0.06Btu/h.ft^2.^\circ F(0.33W/m^2.K)$$

- مساحت کل دیوار به همراه پنجره‌ها:

$$12ft\times45ft=160ft^2(3.7m\times13.7m=50.7m^2)$$

- مساحت پنجره‌ها:

$$8x(1.2m\times1.5m=14.4m^2),\ 8\times(4ft\times5ft=160ft^2)$$

- مساحت خالص دیوار:

$$540-160=380ft^2(50.7-14.4=36.3m^2)$$

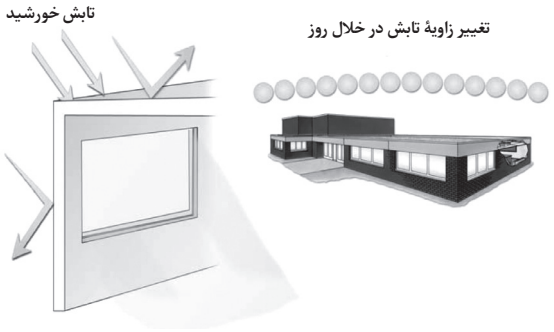
$$Q=U\times A\times\Delta T$$

$$Q_{Wall}=0.06\times380\times(95-78)=388\ Btu/h$$

$$Q_{Wall}=0.33\times36.3\times(35-25.6)=113\ W$$

نتیجهٔ به دست آمده؛ تنها مربوط به بار گرمایی دیوار غربی بدون پنجره‌هاست. اما از آنجاکه محاسبهٔ مربوط به شرایط تابستانی است، مقدار به دست آمده تأثیری در کل نتیجه نخواهد داشت. زیرا این جدار در اوقاتی از روز تحت تابش قرار می‌گیرد. بنابراین بار رسانشی آن با تأثیر دادن تابش به روش دیگری محاسبه خواهد شد که در ادامه به آن پرداخته شده است.

سطوح تحت تابش



در روز بخش قابل توجهی از سطوح خارجی ساختمان در اثر تابش خورشید گرم می‌شوند. سطوح شفاف مانند شیشه‌ها به خوبی بخش زیادی از امواج گرمایی ناشی از تابش را از خود عبور می‌دهند و مصالح دیگر متناسب با رنگ و جنسشان ممکن است بخشی از امواج تابشی را جذب و بخش دیگری را بازتاب دهند.

در هر حال یکی از عواملی که باعث افزایش بار سرمایی می‌شود، تابش مستقیم یا غیرمستقیم خورشید است.

در ضمن باید توجه داشت که متناسب با تغییر موقعیت خورشید در آسمان، سطوح مختلف در زمان‌های گوناگون تحت تابش متفاوتی قرار می‌گیرند.

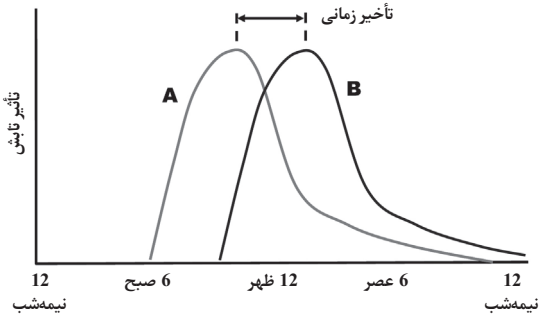
بنابراین فارغ از جنس و رنگ مصالح جداره‌های خارجی، زاویهٔ تحت تابش نیز دارای اهمیت است.

تابش عمودی بر سطوح، بیشترین تأثیر گرمایی را دارد.

زاویهٔ تابش وابسته به عرض جغرافیایی و زمان تابش در روز و ماه‌های سال است.

در خلال گردش زمین به دور خود در روز و گردش آن به دور خورشید در سال، زاویهٔ تابش را تحت تأثیر قرار می‌دهد. بنابراین زاویهٔ تابش بر ســـطح ساختمان و اثرات گرمایی آن به‌طور پیوسته در حال تغییر است.

تأخیر زمانی و گرمای ناشی از تابش



به هنگامی که بام و دیوارها به عنوان پوســـته ساختمان در معرض تابش خورشید قرار می‌گیرند، با جذب انرژی تابشی گرم می‌شـــوند؛ امـــا بلافاصله گرما را بـــه فضاهای داخلی منتقل نمی‌کنند. زیرا مصالح مختلف ظرفیت‌های متفاوتی در ذخیره‌ســـازی گرما و ســـپس باز پس دادن آن به داخل یا حتی فضای بیرونی دارند. بنابراین متناســـب با ظرفیت ذخیره‌سازی، تأخیری بین گرم شدن و انتقال گرما به محیط به وجود خواهد آمد.

به عنوان مثال منحنی A در نمودار بالا نمایش‌گر اوج و فرود تابش خورشید بر یک دیوار است و منحنی B نمایش‌گر زمان گرم شـــدن جدار و بـــاز پس‌دهی گرمای آن به محیط داخلی است.

بین دو نقطـــهٔ اوج منحنی‌های A و B به وضوح فاصلهٔ زمانی قابل توجهی دیده می‌شود.

در حالی که اوج تابش خورشـــید قبل از ظهر است، اوج باز پس‌دهی و انتقال گرمای جدار در بعد از ظهر است. تأخیر زمانی بین جذب گرما و بازپس‌دهی آن متناســـب با جنس مصالح جدار و ظرفیت ذخیره‌سازی آن است.

محاســـبهٔ گرمای اکتســـابی ناشـــی از تابش وابسته به پارامتری تحت عنوان اختلاف دمای بار سرمایشی یا CLTD[1] است. با این پارامتر ظرفیت جداره‌ها در ذخیره‌سازی گرمای ناشی از تابش تعیین می‌شود.

در صورت معین بودن اختلاف دمای سرمایشی می‌توان از طریق رابطهٔ زیر، مقدار گرمای اکتســـابی ناشی از رسانش جداره‌ها که تحت تأثیر تابش گرم شده‌اند را محاسبه کرد:

$$Q=U\times A\times CLTD$$

1- *Cooling Load Temperature Difference(CLTD)*

تعیین (CLTD) برای جدار غربی

ساعت

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLTD (°F)	35	30	25	21	17	14	11	8	7	6	6	7	8	10	12	16	22	30	37	44	48	48	45	41
CLTD (°C)	19	17	14	12	9	8	6	4	4	3	3	4	4	6	7	9	12	17	21	24	27	27	25	23

اختلاف دمای بار سرمایش (CLTD) با توجه به جهت جدار از طریق مراجعه به جداول ویژه‌ای تعیین می‌شـــود. جدول بالا بخشـــی از این نوع جداول را نشـــان می‌دهد. از آنجاکه مثال مورد نظر دارای جبهۀ غربی است. جدول نیز نشان‌گر CLTD در ســـاعات مختلف شـــبانه‌روز برای غرب است. با مراجعه به کتاب‌های راهنما هم‌چون ASHRAE Handbook- Fundamentals می‌توان به جـــداول کامل CLTD برای همه جهات دسترســـی پیدا کرد. برای تعییـــن CLTD از طریق جدول باید عرض جغرافیایی، میانگین دامنۀ تغییرات دمای روزانه، روز و ســـاعت مورد نظر، رنگ، دمای داخل و خارج مشخص باشد. برای این مثال شرایط به شرح زیر است:

- دمای داخل: $78^{\circ}F(25.6^{\circ}C)$
- دمای خارج: $95^{\circ}F(35^{\circ}C)$
- میانگین تغییرات روزانه دما: $21^{\circ}F(11.7^{\circ}C)$

- روز مورد نظر که محاسبه بر اساس آن صورت می‌گیرد: 21 جولای
- عرض جغرافیایی: 40 درجه شمالی
- رنگ جدار: تیره
- ساعت: 5 بعد از ظهر یا 17

مطابق جدول بالا CLTD برای دیوار غربی با شرایط بالا در ساعت 17 برابر $22^{\circ}F(12^{\circ}C)$ است. در حالی که اختلاف دمای واقعی بین هوای بیرون و داخل $17^{\circ}F(9.4^{\circ}C)$ است. این به معنای افزایش اختلاف دمای مؤثر به دلیل تحت تابش قرار گرفتن جبهه مورد نظر است.

بنابراین بار سرمایشی ناشی از رسانش برای هریک از سطوح آفتاب‌گیر به شرح زیر است:

$$Q=U\times A\times CLTD$$

$$Q_{Wall}=0.06\times 380\times 22=502Btu/h$$

$$Q_{Wall}=0.33\times 36.3\times 12=144W$$

$$Q_{Roof}=0.057\times 2700\times 80=12312Btu/h$$

$$Q_{Roof}=0.323\times 250.7\times 44=3563W$$

$$Q_{Windows}=0.63\times 160\times 13=1310Btu/h$$

$$Q_{Windows}=3.56\times 14.4\times 7=359W$$

توضیح این که CLTD برای سقف در ساعت17 برابر با $80^{\circ}F(44^{\circ}C)$ و برای پنجره‌های غربی $13^{\circ}F(7^{\circ}C)$ است.

CLTD برای دیوارهای تحت تابش (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، $^\circ F$

	دیوار نوع 9 ساعت																							
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**
N	17	15	13	11	9	7	5	4	4	4	5	7	8	10	12	15	17	19	21	22	23	23	22	20
NE	18	15	13	11	9	7	5	5	6	10	16	20	23	25	26	27	27	28	28	27	26	25	23	20
E	20	17	14	12	10	8	6	5	7	12	19	26	32	36	37	37	37	36	34	33	31	29	26	23
SE	20	17	15	12	10	8	6	5	6	9	13	19	25	31	34	36	37	36	35	34	32	29	26	23
S	21	18	15	12	10	8	6	5	4	3	4	6	10	14	20	25	29	33	34	34	32	30	27	24
SW	31	26	22	18	15	12	9	7	6	5	5	6	8	10	14	19	26	33	39	43	45	44	40	36
W	35	30	25	21	17	14	11	8	7	6	6	7	8	10	12	16	22	30	37	44	48	48	45	41
NW	29	25	21	17	14	11	9	7	5	5	5	6	7	9	11	14	18	22	28	34	37	38	36	33

Source: 1997 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, Chapter 28, Table 32

CLTD برای دیوارهای تحت تابش (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، $^\circ C$

	دیوار نوع 9 ساعت																							
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**
N	9	8	7	6	5	4	3	2	2	2	3	4	4	6	7	8	9	11	12	12	13	13	12	11
NE	10	8	7	6	5	4	3	3	3	6	9	11	13	14	14	15	15	16	16	15	14	14	13	11
E	11	9	8	7	6	4	3	3	4	7	11	14	18	20	21	21	21	20	19	18	17	16	14	13
SE	11	9	8	7	6	4	3	3	3	5	7	11	14	17	19	20	21	20	19	19	18	16	14	13
S	12	10	8	7	6	4	3	3	2	2	2	3	6	8	11	14	16	18	19	19	18	17	15	13
SW	17	14	12	10	8	7	5	4	3	3	3	3	4	6	8	11	14	18	22	24	25	24	22	20
W	19	17	14	12	9	8	6	4	4	3	3	4	4	6	7	9	12	17	21	24	27	27	25	23
NW	16	14	12	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	8	10	12	16	19	21	21	20	18

Source: 1997 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, Chapter 28, Table 32

CLTD برای بام تحت (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، $^{\circ}F$

Roof Type	ساعت																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	-2	-4	-5	-6	-6	0	13	29	45	60	73	83	88	88	83	73	60	43	26	15	9	5	2
2	2	0	-2	-4	-5	-6	-4	4	17	32	48	62	74	82	86	85	80	70	56	39	25	15	9	5
3	12	8	5	2	0	-2	0	5	13	24	35	47	57	66	72	74	73	67	59	48	38	30	23	17
4	17	11	7	3	1	-1	-3	-3	0	7	17	29	42	54	65	73	77	78	74	67	56	45	34	24
5	21	16	12	8	5	3	1	2	6	12	21	31	41	51	60	66	69	69	65	59	51	42	34	27

CLTD برای بام تحت (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، $^{\circ}C$

Roof Type	ساعت																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	-1	-2	-3	-3	-3	0	7	16	25	33	41	46	49	49	46	41	33	24	14	8	5	3	1
2	1	0	-1	-2	-3	-3	-2	2	9	18	27	34	41	46	48	47	44	39	31	22	14	8	5	3
3	7	4	3	1	0	-1	0	3	7	13	19	26	32	37	40	41	41	37	33	27	21	17	13	9
4	9	6	4	2	1	-1	-2	-2	0	4	9	16	23	30	36	41	43	43	41	37	31	25	19	13
5	12	9	7	4	3	2	1	1	3	7	12	17	23	28	33	37	38	38	36	33	28	23	19	15

Source: 1997 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, Chapter 28, Table 30

CLTD برای شیشه، °F

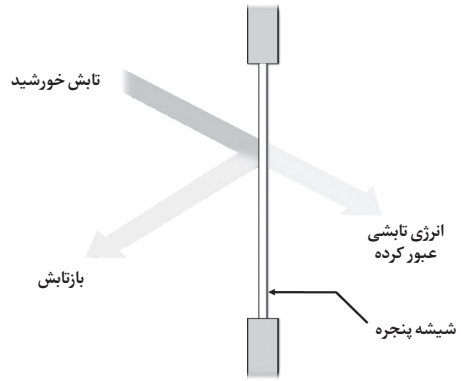
ساعت																						
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**
1	0	–1	–2	–2	–2	–2	0	2	4	7	9	12	13	14	14	13	12	10	8	6	4	3	2

CLTD برای شیشه، °C

ساعت																						
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**
1	0	–1	–1	–1	–1	–1	0	1	2	4	5	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1

Source: 1997 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, Chapter 28, Table 34

تابش از میان شیشه



پیش از این دربارهٔ چگونگی انتقال گرما از طریق جداره‌ها از جمله شیشهٔ پنجره‌ها مطالبی ارائه شد. بخش بزرگی از انرژی گرمایی اکتسابی شیشه پنجره‌ها ناشی از گذر آفتاب و تابیدن آن بر سطوح داخلی یک فضاست. البته قسمتی از تشعشعات توسط شیشه بازتابیده می‌شود؛ اما متناسب با نوع شیشه، قسمت بزرگتری از آن به داخل تابیده می‌شود. دو یا سه جداره کردن پنجره‌ها تأثیر قابل توجهی بر کاهش انتقال گرما به صورت رسانشی دارد؛ اما مانع از انتقال گرما به صورت تابشی نمی‌شود؛ مگر این که از شیشه‌های ویژه‌ای با امکان بازتابش زیاد استفاده شود و یا برای جلوگیری از تابش مستقیم، سایه‌اندازهای خارجی و داخلی به کار گرفته شود.

گرمای اکتسابی ناشی از تابش خورشید بر سطوح شیشه‌ای پنجره‌ها از طریق رابطهٔ زیر قابل محاسبه است:

$$Q=A\times SC\times SCL$$

Q: گرمای تابشی از طریق شیشه برحسب Btu/h یا W

A: مساحت شیشه برحسب ft^2 یا m^2

SC: ضریب سایه[1] پنجره (بدون واحد)

SCL: ضریب بار سرمایش خورشید[2] برحسب $Btu/h.ft^2$ یا W/m^2

ضریب بار سرمایش خورشید (SCL) تابعی از جهت پنجره، زمان در روز و ماه، عرض جغرافیایی، ساختار جداره‌ها و سطوح داخلی، نوع پوشش کف و تجهیزات سایه‌انداز است. این ضریب از طریق مراجعه به جداولی مشابه جدولی که در ادامه آمده است تعیین می‌شود.

جدول پیش رو برای شرایط مثال حاضر در اینجا آورده شده است. برای سایر شرایط باید به جدول کامل تعیین SCL که در ASHRAE Handbook–Fundamentals آمده است؛ استفاده کرد.

مطابق این جدول، مقدار SCL برای پنجره غربی در روز 21 جولای در ساعت 17 با توجه به عرض جغرافیایی 40 درجه شمالی برابر با $192Btu/h.ft^2$ ($605W/m^2$) است.

1- Shading Coefficient(SC)
2- Solar Cooling Load Factor(SCL)

SCL برای شیشه‌های تحت تابش (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، $Btu/hr\text{-}ft^2$

	Space Type A																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0	0	0	0	1	25	27	28	32	35	38	40	40	39	36	31	31	36	12	6	3	1	1	0
NE	0	0	0	0	2	85	129	134	112	75	55	48	44	40	37	32	26	18	7	3	2	1	0	0
E	0	0	0	0	2	93	157	185	183	154	106	67	53	45	39	33	26	18	7	3	2	1	0	0
SE	0	0	0	0	1	47	95	131	150	150	131	97	63	49	41	34	27	18	7	3	2	1	0	0
S	0	0	0	0	0	9	17	25	41	64	85	97	96	84	63	42	31	20	8	4	2	1	0	0
SW	0	0	0	0	0	9	17	24	30	35	39	64	101	133	151	152	133	93	35	17	8	4	2	1
W	1	0	0	0	0	9	17	24	30	35	38	40	65	114	158	187	192	156	57	27	13	6	3	2
NW	1	0	0	0	0	9	17	24	30	35	38	40	40	50	84	121	143	130	46	22	11	5	3	1
HOR	0	0	0	0	0	24	69	120	169	211	241	257	259	245	217	176	125	70	29	14	7	3	2	1

SCL برای شیشه‌های تحت تابش (عرض 40° شمالی، 21 جولای)، W/m^2

	Space Type A																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0	0	0	0	3	79	85	88	101	110	120	126	126	123	113	98	98	113	38	19	9	3	3	0
NE	0	0	0	0	6	268	406	422	353	236	173	151	139	126	117	101	82	57	22	9	6	3	0	0
E	0	0	0	0	6	293	495	583	576	485	334	211	167	142	123	104	82	57	22	9	6	3	0	0
SE	0	0	0	0	3	148	299	413	473	473	413	306	198	154	129	107	85	57	22	9	6	3	0	0
S	0	0	0	0	0	28	54	79	129	202	268	306	302	265	198	132	98	63	25	13	6	3	0	0
SW	0	0	0	0	0	28	54	76	95	110	123	202	318	419	476	479	419	293	110	54	25	13	6	3
W	3	0	0	0	0	28	54	76	95	110	120	126	205	359	498	589	605	491	180	85	41	19	9	6
NW	3	0	0	0	0	28	54	76	95	110	120	126	126	158	265	381	450	410	145	69	35	16	9	3
HOR	0	0	0	0	0	76	217	378	532	665	759	810	816	772	684	554	394	221	91	44	22	9	6	3

Source: 1997 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, Chapter 28, Table 36

برای تعیین ضریب ســـایه (SC) نیز از جداولی مشـــابه جدول زیر استفاده می‌شود. بخشـــی از چنین جداولی که براساس نوع شیشه و نوع چارچوب یا قاب تدوین می‌شوند؛ در ادامه مشاهده می‌شود.

ضریب سایه (SC)

	قاب آلومینیومی		قاب‌های دیگر	
	متحرک	ثابت	متحرک	ثابت
یک جداره بدون روکش				
شفاف 1/4in(6.4mm)	0.82	0.85	0.69	0.82
سبز 1/4in(6.4mm)	0.59	0.61	0.49	0.59
یک جداره بازتابنده				
شفاف 1/4in(6.4mm)SS	0.26	0.28	0.22	0.25
سبز 1/4in(6.4mm)SS	0.26	0.28	0.22	0.25
دوجداره بدون روکش				
شفاف - شفاف 1/4in(6.4mm)	0.70	0.74	0.60	0.70
شفاف - سبز 1/4in(6.4mm)	0.48	0.49	0.40	0.47
دوجداره بازتابنده				
شفاف - شفاف 1/4in(6.4mm)SS	0.20	0.18	0.15	0.17
شفاف - سبز 1/4in(6.4mm)SS	0.18	0.18	0.15	0.16

روکش بازتابنده فولاد ضدزنگ = SS

برای این مثال ضریب برابر با 0.74 است. زیرا نوع شیشه بدون روکش از نوع شفاف دوجداره که فاصلهٔ بین دو جدار $^1/_4$ اینچ یا 6.4mm اســـت، با قاب آلومینیومی ثابت (بدون بازشو) انتخاب شده است.

با توجه به تعیین SC و SCL از طریق مراجعه به جداول مربوطه می‌توان گرمای اکتسابی تابشی شیشه‌ها را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$Q=A\times SC\times SCL$$

$$Q_{Windows}=160\times 0.74\times 192=22733\ Btu/h$$

$$Q_{Windows}=14.4\times 0.74\times 605=6447\ W$$

تعیین بار گرمایی ناشی از افراد و تجهیزات



بارهای رسانشی و تابشـــی از طریق دیوارها، بام و پنجره‌ها مربـــوط به شـــرایط خارجی اســـت. اما گرمای ناشـــی از حضور افراد، روشـــنایی‌ها و تجهیزات گرمازای الکتریکی و غیرالکتریکی از جمله بارهای داخلی محســـوب می‌شوند. بارهای خارجی ناشی از رسانش و تابش تنها از نوع محسوس هســـتند؛ در حالی که برخی از بارهای داخلی مانند حضور افراد و یا کارکرد برخی تجهیزات که با تولید بخار آب همراه هســـتند، فارغ از افزایش گرمای محسوس، موجب افزایش گرمای نهان نیز می‌شوند.

گرمای محسوس و نهان ناشی از حضور افراد وابسته به تعداد و سطح فعالیت آنهاســـت. جدول پیش رو نمایش‌گر گرمای محســـوس و نهان افراد متناســـب با سطح فعالیت آنهاست.

سطح فعالیت	بهره گرمایی محسوس	بهره گرمایی نهان
کار متوسط (دفتری)	250 Btu/h [75 W]	200 Btu/h [55 W]
کار سبک، ایستاده، راه رفتن (فروشگاه)	250 Btu/h [75 W]	200 Btu/h [55 W]
کار سبک، در حالت نشسته (کارخانه)	275 Btu/h [80 W]	475 Btu/h [140 W]
کار سنگین (کارخانه)	580 Btu/h [170 W]	870 Btu/h [255 W]
فعالیت‌های ورزشی	710 Btu/h [210 W]	1,090 Btu/h [315 W]

به‌طورکلی سوخت و ساز بدن موجب تولید گرما می‌شود. میانگین گرمای انتشار یافته از بدن فردی بالغ در حالت کار نشسته 450Btu/h(132W) است که در حدود 60 درصد از آن به صورت جابه‌جایی و تابش به محیط اطراف منتقل می‌شود و در حـــدود 40 درصد از آن بـــه صورت تعریق و تنفس دفع می‌شود. این 40 درصد که پی‌آمد تبخیر را به همراه دارد، از جنس گرمای نهان است.

با انجام کار سنگین ممکن است؛ گرمای منتشره بدن فرد به 1450Btu/h(425W) نیز برسد. در این حالت در حدود 40 درصد از گرما به صورت جابه‌جایی و تابش دفع می‌شود و در حدود 60 درصد با تعریق و تنفس به محیط اطراف منتقل می‌شود. بنابراین با افزایش فعالیت بدنی، نرخ انتقال گرمای نهان نسبت به نرخ گرمای محسوس افزایش می‌یابد.

برای محاسبه گرمای محسوس و نهان افراد می‌توان با توجه به جدول قبل از دو رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$Q_S=N\times H_S\times CLF$$

$$Q_L=N\times H_L$$

Q_S: گرمای محسوس ناشی از افراد برحسب Btu/h یا W

Q_L: گرمای نهان ناشی از افراد برحسب Btu/h یا W

N: تعداد افراد

H_S: گرمای محسوس برحسب Btu/h یا W به دست آمده از جدول قبل یا جداول مشابه

H_L: گرمای نهان برحسب Btu/h یا W به دست آمده از جدول قبل یا جداول مشابه

CLF: ضریب بار سرمایش(بدون واحد)

گرمای محسوس ناشی از حضور افراد نیز جذب جداره‌ها و مبلمان شده و پس از تأخیری به هوای داخل باز پس داده می‌شود. برای منظور داشتن این تأخیر از ضریب بار سرمایش افراد (CLF) استفاده می‌شود که وابسته به چهار عامل ساختار جداره‌ها، پوشش کف، کل زمان حضور افراد در اتاق و ساعاتی که افراد وارد اتاق می‌شوند؛ است. ضریب CLF از طریق جدول زیر و براساس کل ساعات حضور افراد و ساعات پس از ورود افراد تعیین می‌شود.

کل ساعات در اتاق	ساعت‌های پس از ورود افراد به اتاق											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	0.65	0.74	0.16	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01
4	0.65	0.75	0.81	0.85	0.24	0.17	0.13	0.10	0.07	0.06	0.04	0.03
6	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.29	0.20	0.15	0.12	0.09	0.07
8	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.31	0.22	0.17	0.13
10	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.96	0.97	0.33	0.24

این جدول نشان می‌دهد که پس از گذشت یک ساعت از ورود افراد 35 درصد (0.65-1) از گرمای محسوس جذب سطوح و مبلمان می‌شود. (نگاه کنید به ستون اول جدول). و بار محسوس واقعی 65 درصد است. حال اگر فرض کنیم که افراد از ساعت 8 صبح برای شروع فعالیت اداری وارد اتاق

مورد مثال شـــوند و به مدت 8 ساعت نیز به کار خود در این مکان ادامه دهند؛ در ســـاعت 2 بعد از ظهر یعنی 6 ساعت پس از ورود، گرمای محســـوس ناشـــی از افراد به 91 درصد می‌رســـد و تنها 9 درصد از گرما، جذب ســـطوح و مبلمان خواهد شد که البته این مقدار نیز در زمان دیگری به هوای محیط پس داده می‌شود؛ اما در آن زمان ممکن است، اتاق اداری مورد استفاده قرار نگیرد و افراد از محیط خارج شده باشند.

در واقع ضریـــب CLF نوعی ضریب کاهنده اســـت. به این معنا که کل گرمای محســـوس افراد بلافاصله به هوای محیط منتقل نمی‌شـــود. چنان‌چه دمای مکانی به صورت شبانه روزی ثابت نگه داشته نشود؛ ضریب برابر با 1 منظور می‌شـــود. بنابراین در بسیاری از کاربری‌ها نیازی به در نظر گرفتن ضریبCLF نیســـت. به عنوان مثـــال در اماکنی که شب‌ها سیستم‌های تهویه مطبوع خاموش می‌شود و یا نقطهٔ تنظیم دمای شبانه بالاتر در نظر گرفته می‌شود؛ این ضریب برابر با 1 در نظر گرفته می‌شـــود. در اینجا نیز این ضریب را برابر با 1 فرض می‌کنیم. بنابراین گرمای محســـوس و نهان ناشی از افراد به طریق زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_S=N\times H_S\times CLF$$

$$Q_S=18\times 250\times 1=4500 Btu/h$$

$$Q_S=18\times 75\times 1=1350\ W$$

$$Q_L=N\times H_L$$

$$Q_L=18\times 200=3600\ Btu/h$$

$$Q_L=18\times 55=990\ W$$

بهرهٔ گرمایی ناشی از روشنایی نیز از طریق رابطهٔ زیر قابل محاسبه است:

$$Q=W\times3.41\times BF\times CLF$$

$$Q=W\times BF\times CLF$$

در ایـــن رابطه W توان روشـــنایی بر حســـب وات و BF ضریب بالاست اســـت که به‌طور معمول برابر با 1.2 در نظر گرفته می‌شـــود. چراغ‌های بدون بالاست مانند لامپ‌های رشته‌ای معمولی نیازی به اعمال این ضریب ندارند. در مورد چراغ‌هایی که دارای بالاســـت الکترونیکی هســـتند نیز این ضریب به کار نمی‌رود.

ضریب CLF مانند آن‌چه در مورد افراد آمد، گویای جذب گرمای محسوس چراغ‌ها توســـط دیوارها و مبلمان است. به‌طور کلی این ضریب نیز 1 در نظر گرفته می‌شود و تأثیر آن در محاســـبه لحاظ نمی‌شود. (مانند همان توضیحی که در مورد این ضریب به هنگام تعیین بار گرمای محسوس افراد آمد.)

در این مثال توان روشـــنایی به ازای مســـاحت کف 2W به ازای هر فـــوت مربع یا 21.5 وات به ازای هر متر مربع در نظر گرفته شـــده است. بنابراین با توجه به مساحت کف که در این مثال 2700 فوت مربع یا 250.7 متر مربع است؛ توان کل روشـــنایی برابر با 5400 وات خواهد بود. بر این اساس و مطابق رابطهٔ بالا و با فرض این که چراغ‌ها از نوع فلورسنت با بالاست القایی هستند؛ می‌توان گرمای محسوس روشنایی را بر حسب Btu/h یا W به صورت زیر محاسبه کرد:

$$Q=5400\times3.41\times1.2\times1=22097\ Btu/h$$

$$Q=5400\times1.2\times1=6480\ W$$

گرمای محســـوس و نهان ســـایر تجهیزات نیز از طریق مراجعه به جداول این‌گونه تجهیزات در ASHRAE Handbook–Fundamentals تعیین می‌گردد. در مورد بار محســـوس این تجهیزات نیز ضریب CLF ممکن اســـت تأثیر داده شود. اما به‌طور معمول این ضریب را هم‌چون سایر موارد می‌توان برابر با 1 فرض کرد. در اینجا فرض می‌کنیم که در اتاق مورد مثال یک قهوه‌ساز، یک چاپگر و یک ماشین تحریر وجود دارد که گرمای محسوس و نهان آنها در جدول زیر آمده است. البته در میان اینها تنها قهوه‌ساز دارای گرمای نهان است.

تجهیزات	بهره گرمایی محسوس	بهره گرمایی نهان
قهره‌ساز	3,580 Btu/h [1,050 W]	1,540 Btu/h [450 W]
چاپگر	1,000 Btu/h [292 W]	
ماشین تایپ	230 Btu/h [67 W]	

راه دیگـــر این اســـت که به ازای ســـایر تجهیزات مانند کامپیوترها و در مجموع تجهیزات الکتریکی اداری، 0.5 وات بر فوت مربع یـــا 5.4 وات بر متر مربع در نظر گرفت و برای تعیین بار گرمای محسوس آنها به طریق زیر عمل کرد:

$$Q=0.5W/ft^2\times2700ft^2\times3.41Btu/h/W=4604\ Btu/h$$

$$Q=5.4W/m^2\times250.7m^2=1354\ W$$

اگـــر مقدار 0.5 وات بر فوت مربع یا 5.4 وات بر مترمربع را ملاک تعیین گرمای محسوس تجهیزات الکتریکی اداری قرار دهیم؛ دیگر نیازی به استخراج مقادیر گرمای محسوس

تجهیزات الکتریکی از جداول نیســـت. بنابراین کل گرمای محسوس تجهیزات در این مثال برابر است با مجموع گرمای تجهیزات الکتریکی اداری و قهوه‌ســـاز. یعنی 8184Btu/h یا 2404W. قهوه‌ســـاز دارای گرمای نهان نیز هست که مطابق جدول مقدار آن برابر با 1540Btu/h یا 450W است.

خلاصه بارهـــای داخلی ناشـــی از افراد، روشـــنایی و تجهیزات عبارت است از:

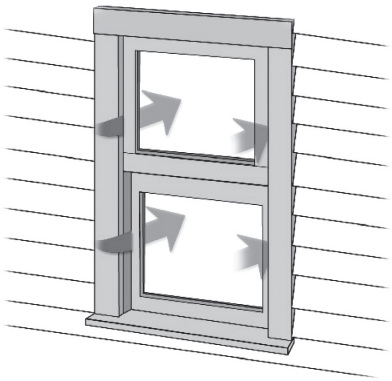
افراد: 4500Btu/h(1350W) محسوس و 3600Btu/h(990W) نهان

روشنایی: 22097Btu/h(6480W) فقط محسوس

تجهیزات: 8184Btu/h(876W) محسوس

و 1540Btu/h(450W) نهان

تعیین بار ناشی از نفوذ هوا



نفـــوذ هوای بیـــرون از درز درها و پنجره‌هـــا یکی از عوامل افزایش گرمای محســـوس و نهان است. اما قبل از محاسبهٔ بار ناشی از نفوذ، باید مقدار هوای نفوذی تعیین شود. به این منظور سه روش زیر وجود دارد:

- روش تعویض هوا
- روش درزی
- روش نفوذ مؤثر به سطح

در روش تعویض هـــوا، تعداد دفعات تعویض هوای اتاق در ساعت که می‌تواند در اثر نفوذ و خروج هوا صورت گیرد، مبنای محاسبه قرار می‌گیرد. در این روش دبی هوای نفوذی از طریق رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$Air_{in}=(V\times N)\div 60$$

$$Air_{in}=(V\times N)\div 3600$$

Air_{in}: دبی هوای نفوذی برحسب cfm یا m^3/s

V: حجم اتاق برحسب ft^3 یا m^3

N: دفعات تعویض هوا در هر ساعت

60: برای تبدیل ساعت به دقیقه

3600: برای تبدیل ساعت به ثانیه

در روش درزی، دبی هوای نفوذی بر اساس طول درزهای در و پنجره با سرعت ثابت محاسبه می‌شود. در روش نفوذ مؤثر به سطح نیز بر اساس سرعت باد و اثرات دودکشی ساختمان مقدار دبی هوای نفوذی تعیین می‌شود که این هر دو روش بسیار پیچیده و دارای جزئیات بیشتری نسبت به روش تعویض هوا هستند. از این رو استفاده از روش اول متداول‌تر است. برای حل این مثال نیز از همین روش استفاده شده است.

جدول زیر دفعات تعویض هوا در ساعت را براساس ساختار و کیفیت درزبندی جدار و هم‌چنین وجود فشار مثبت یا منفی داخل فضا نشان می‌دهد که از اطلاعات آن برای تعیین دبی هوای نفوذی استفاده خواهد شد.

فشار خنثی، درزبندی کم	1.0
فشار خنثی، درزبندی متوسط	0.6
فشار خنثی، درزبندی خیلی خوب	0.3
تحت فشار، درزبندی کم	0.5
تحت فشار، درزبندی متوسط	0.3
تحت فشار، درزبندی خیلی خوب	0.0
Reprinted with permission from Commercial Load Calculation, Manual N, Copyright ACCA	

در اینجا فرض می‌کنیم که فشار داخل مثبت و درزبندی دارای کیفیت متوسطی است. بنابراین مطابق جدول، می‌توان مقدار 0.3 بار در ساعت را برای ادامهٔ محاسبه در نظر گرفت. حجم اتاق مورد نظر 32400 فوت مکعب یا 927.6

متر مکعب اســـت. بر این اســـاس، دبی هوای نفوذی برابر خواهد بود با:

$$Air_{in}=(V\times N)\div 60$$

$$Air_{in}=(32400\times 0.3)\div 60=162\ cfm$$

$$Air_{in}=(V\times N)\div 3600$$

$$Air_{in}=(927.6\times 0.3)\div 3600=0.077\ m^3/s$$

هوای نفوذی هم دارای گرمای محســـوس و هم دارای گرمای نهان است. بنابراین پس از تعیین مقدار آن با روشی که در بالا آمد؛ می‌توان بار محسوس و نهان آن را با استفاده از روابط زیر محاسبه کرد

- گرمای محسوس هوای نفوذی:

$$Q_S=1.085\times Air_{in}\times\Delta T$$

$$Q_S=1210\times Air_{in}\times\Delta T$$

- گرمای نهان هوای نفوذی:

$$Q_L=0.7\times Air_{in}\times\Delta W$$

$$Q_L=3010\times Air_{in}\times\Delta W$$

Q_S: گرمای محسوس هوای نفوذی برحسب Btu/h یا W

1.085(1210): چگالی و گرمای ویژه هوا برحسب

$Btu.min/h.ft^3.{}^\circ F(J/m^3.K)$

Air_{in}: دبی هوای نفوذی برحسب cfm یا m^3/s

ΔT: اختلاف دمای هوای خارج و داخل برحسب $^\circ F$ یا $^\circ C$

Q_L: گرمای نهان هوای نفوذی برحسب Btu/h یا W

0.7(3010): ضریب گرمای نهان برحسب

$Btu.min.lb/h.ft^3.gr(J.kg/m^3.g)$

ΔW: اختـــلاف نســـبت رطوبت هوای خـــارج و داخل

برحسب gr/lb یا g/kg (برای تعیین نسبت رطوبت هوای داخل و خارج باید از نمودار سایکرومتریک استفاده شود.)

بنابراین به طریق زیر می‌توان گرمای محسوس هوای نفوذی به اتاق مورد مثال را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$Q_S=1.085\times Air_{in}\times\Delta T$$

$$Q_S=1.085\times 162\times(95-78)=2988\ Btu/h$$

$$Q_S=1210\times Air_{in}\times\Delta T$$

$$Q_S=1210\times 0.077\times(35-25.6)=876\ W$$

و اکنون گرمای نهان هوای نفوذی به اتاق مورد مثال:

$$Q_L=0.7\times Air_{in}\times\Delta W$$

$$Q_L=0.7\times 162\times(105-70)=3969\ Btu/h$$

$$Q_L=3010\times Air_{in}\times\Delta W$$

$$Q_L=3010\times 0.077\times(15-10)=1159\ W$$

مقدار نسبت رطوبت هوای خارج براساس دمای خشک $95^{\circ}F(35^{\circ}C)$ و دمای مرطوب $76^{\circ}F(25^{\circ}C)$ از طریق مراجعه به نمودار سایکرومتریک برابر با 105gr/lb(15g/kg) به دست آمده است.

مقدار نسبت رطوبت هوای داخل براساس دمای خشک $78^{\circ}F(25.6^{\circ}C)$ و رطوبت نسبی 50 درصد، از طریق مراجعه به نمودار سایکرومتریک برابر با 70gr/lb(10g/kg) به دست آمده است.

این توضیح ضروری است که ضریب گرمای نهان که در روابط بالا برابر با 0.7 و 3010 در نظر گرفته شده است؛ خود به طریق زیر به دست آمده است:

- چگالی هوا: $0.075lb/ft^3(1.2kg/m^3)$

- گرمای ویژه هوا: $0.24\text{Btu/lb.}^{\circ}\text{F}(1004\ \text{J/kg.K})$
- گرمای نهان بخار آب یا همان رطوبت موجود در هوا:

$1076\text{Btu/b}(2503\ \text{kj/kg})$

$$0.075 \times 0.24 \times \frac{60\text{min}}{\text{h}} = 1.085$$

یا $\quad (1.2 \times 1004 = 1210)$

$$\frac{0.075 \times 1076 \times 60}{7000\text{gr/lb}} = 0.7$$

$$\frac{1.2 \times 2503 \times 1000\text{J/kJ}}{1000\ \text{g/kg}} = 3010$$

خلاصهٔ بار سرمایش فضا

اجزای بار فضا	بار محسوس	بار نهان
	Btu/hr [W]	Btu/hr [W]
رسانش از بام	12,312 [3,563]	
رسانش از دیوار خارجی	502 [144]	
رسانش از پنجره	1,310 [359]	
تابش از پنجره‌ها	22,733 [6,447]	
افراد	4,500 [1,350]	3,600 [990]
چراغ‌ها	22,097 [6,480]	
تجهیزات	8,184 [2,404]	1,540 [450]
نفوذ	2,988 [876]	3,969 [1,159]
بار سرمایی کل فضا	**74,626 [21,623]**	**9,109 [2,599]**

تا به اینجا و مطابق جدول بالا بار سرمایش فضا بدون بار تهویه مشخص شده است. بار تهویه نیز باید تعیین شود. اما این بار نه برای فضا که برای تعیین ظرفیت کوئل سیستم تهویه مطبوع محاسبه می‌شود.

در واقع کوئل باید قابلیت جبران بارهای سرمایش فضا و بار ناشی از تهویه را داشته باشد که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد.

سایر بارهایی که باید برای تعیین ظرفیت کوئل سرمایشی در نظر گرفته شود؛ عبارتند از:

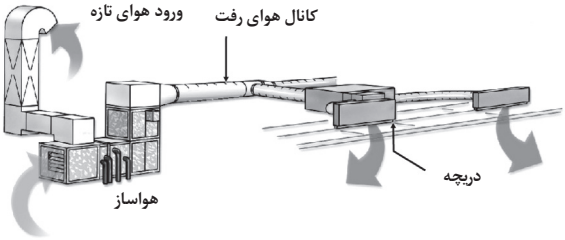
- بار تهویه (ورود هوای تازه و خروج هوا)
- بار ناشی از کارکرد فن و الکتروموتور دستگاه سرمایش
- بار ناشی از اتلاف شبکهٔ کانال و یا تأثیرات گرمایبر آن

نکته این که بارهای رسانشی بام، دیوار خارجی و پنجره‌ها بر مبنای اختلاف دمای بار سرمایش CLTD محاسبه شده

اســـت و به اختلاف دمای بین هوای خارج و داخل توجهی نشده اســـت. با این فرض که دیوار خارجی، بام و پنجره در ساعاتی از روز حتماً تحت تابش قرار می‌گیرند و هیچ یک از این جدارها در هیچ زمانی تحت ســـایه کامل برای تمام روز نیستند.

اگر جدار خارجی تحت شرایط خاصی واقع شده باشد و هیچ‌گاه در معرض تابش قرار نگیرد؛ کافی است برای تعیین بار رسانش از اختلاف دمای (ΔT) معمول بین هوای خارج و داخل استفاده شود.

محاسبهٔ بار تهویه



هیچ‌گاه نمی‌توان بـــرای تأمین هوای تازه به مقدار نفوذ هوا بســـنده کرد و به آن وابسته بود. زیرا در برخی اوقات ممکن است وزش باد وجود نداشـــته و یا فشار و سرعت آن کافی نباشد. بنابراین احتمال این که در زمان‌هایی هیچ نفوذی از بیرون به داخل فضا صورت نگیرد؛ وجود دارد.

استفاده از هوای تازه برای رقیق‌سازی و دفع آلاینده‌های هوای اتاق ضروری است. تهویه نه تنها برای ورود هوای تازه و خروج هوای گرم و مرطوب ضروری است؛ بلکه در بسیاری موارد لازم اســـت که فشار داخل فضا به منظور جلوگیری از نفوذ و ورود گرد و غبار و آلاینده‌ها نســـبت به فضای خارج مثبت باشـــد. برای مثبت شدن فشار داخل باید دبی هوای ورودی مقداری بیشتر از هوای خروجی باشد.

در اغلب موارد هوای تازه قبل از ورود به فضای مورد نظر باید خنک و رطوبت‌زدایی شود. بنابراین بار گرمایی محسوس و نهان آن باید توسط کوئل سیستم گرفته شود.

برای تعیین حداقل مقدار هوای تازه متناسب با کاربری

هر فضا استانداردهایی وجود دارد که می‌توان به آنها رجوع کرد.

برخـــی از کشـــورها نیـــز دارای مقررات ملـــی و محلی هستند. اما در هر حال با استفاده از استانداردهایی هم‌چون ASHRAE Standard 62، می‌تـــوان مقـــدار دبی هوای تازه را برای اماکن مختلف تعیین کرد. جدول زیر بخشی از جداول کامل و گســـترده ASHRAE Standard 62 اســـت؛ که در آن حداقل هوای تازه برای فضای اداری به ازای هر نفر 20 فوت مکعب در دقیقـــه (cfm) یا 0.01 متر مکعب در ثانیه تعیین شده است.

نوع فضا	هوای تازه (per person)	هوای تازه (per ft^2 [m^2])
سالن اجتماعات	15 cfm [0.008 m^3/s]	
کلاس	15 cfm [0.008 m^3/s]	
رختکن		0.5 cfm [0.0025 m^3/s]
فضای اداری	20 cfm [0.01 m^3/s]	
توالت عمومی	50 cfm [0.025 m^3/s]	
محل کشیدن سیگار	60 cfm [0.03 m^3/s]	

برای این مثال که تاکنون حل آن را پی گرفته‌ایم؛ مطابق جـــدول، مقـــدار 20cfm یـــا $0.01m^3/s$ را در نظر می‌گیریم. بنابرایـــن با توجه به تعداد نفرات حاضر در این فضای اداری که 18 نفر تعیین شده است، مقدار کل دبی هوای تازه برابر با 360cfm یا $0.18m^3/s$ است:

$$18\times20cfm/person=360\ cfm$$

$$18\times0.01\ m^3/s/person=0.18\ m^3/s$$

برای تعیین بار محســـوس و نهـــان هوای تهویه، همان روابط مربوط به هوای نفوذی به کار گرفته می‌شود که پیش از این به آن اشاره شد. بنابراین:

$$Q_S=1.085\times Air_{in}\times\Delta T$$

$$Q_S=1.085\times360\times(95-78)=6640\ Btu/h$$

$$Q_S=1210\times Air_{in}\times\Delta T$$

$$Q_S=1210\times0.18\times(35-25.6)=2047\ W$$

و اکنون بار نهان هوای تازه:

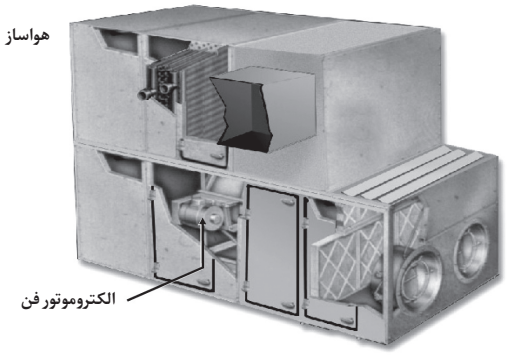
$$Q_L=0.7\times Air_{in}\times\Delta W$$

$$Q_L=0.7\times360\times(105-70)=8820\ Btu/h$$

$$Q_L=3010\times Air_{in}\times\Delta W$$

$$Q_L=3010\times0.18\times(15-10)=2709\ W$$

گرمای ناشی از کارکرد سیستم

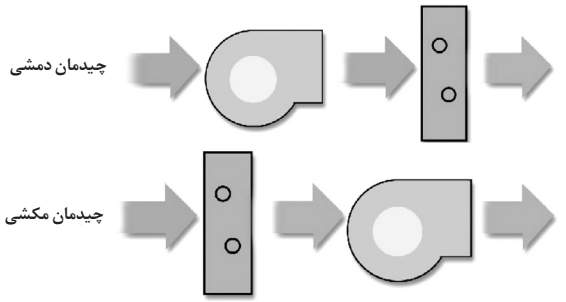


فارغ از بارهایی که نحوهٔ محاسبهٔ آنها پیش از این آمد؛ برخی از اجزای سیستم سرمایشی نیز تولید گرما می‌کنند که میزان آن وابســـته به توان سیستم است. بنابراین تعیین دقیق بار مربوط به این بخش پس از انتخاب برخی از اجزا امکان‌پذیر است. البته چگونگی استقرار اجزا نیز نقش مهمی در نحوهٔ انتشار گرما دارد.

به عنوان مثال اگر موتور در مسیر جریان هوا باشد؛ حتماً بخشی از گرمای خود را به هوای عبوری منتقل خواهد کرد. به همین دلیل در بســـیاری از هواسازها، الکتروموتور خارج از مسیر جریان هوا و یا حتی در مواردی خارج از بدنهٔ اصلی دســـتگاه نصب می‌شـــود. و یا اگر مانند تصویر بعدی محل استقرار فن نسبت به کوئل متفاوت باشد، تأثیر آن بر هوای خروجی از دستگاه نیز متفاوت خواهد بود. در سیستم‌های

دمشـــی که فن قبل از کوئل قرار می‌گیرد، گرمای ناشی از کارکرد فن موجـــب افزایش دمای هـــوای ورودی به کوئل می‌شـــود و در پـــی آن کوئل در صـــورت دارا بودن ظرفیت مناسب قادر به دفع آن خواهد بود.

در سیستم‌های مکشی که کوئل قبل از فن قرار می‌گیرد؛ دمای هوای خروجی از دســـتگاه تحت تأثیر گرمای فن قرار خواهد گرفت.



- گرمای الکتروموتور فن وقتی که در مسیر جریان هوا قرار بگیرد برابر است با توان ورودی موتور ضربدر(بازده موتور منهای یک)
- گرمـــای تیغه‌های فن برابر اســـت با تـــوان ورودی فن ضربدر(بازده فن منهای یک)

گرمای ناشی از اصطکاک هوا در شبکهٔ کانال برابر است با توان ورودی فن ضربدر بازده فن

خلاصهٔ بارهای سرمایشی محاسبه شده

	بار محسوس		بار نهان	
	Btu/hr	[W]	Btu/hr	[W]
رسانش از بام	12,312	[3,563]		
رسانش از دیوار خارجی	502	[144]		
رسانش از پنجره‌ها	1,310	[359]		
تابش از پنجره‌ها	22,733	[6,447]		
افراد	4,500	[1,350]	3,600	[990]
چراغ‌ها	22,097	[6,480]		
تجهیزات	8,184	[2,404]	1,540	[450]
نفوذ	2,988	[876]	3,969	[1,159]
بار کل فضا	**74,626**	**[21,623]**	**9,109**	**[2,599]**
تهویه	6,640	[2,047]	8,820	[2,709]
بار کل کوئل	**81,266**	**[23,670]**	**17,929**	**[5,308]**

جدول بالا مجموع بار محســـوس و نهان اتاق مورد مثال را نشان می‌دهد که براساس آن کوئل سرمایش باید توانایی دفع گرمای محســـوس به مقدار 81266Btu/h(23670W) و گرمای نهان به مقدار 17929Btu/h(5308W) را داشته باشد.

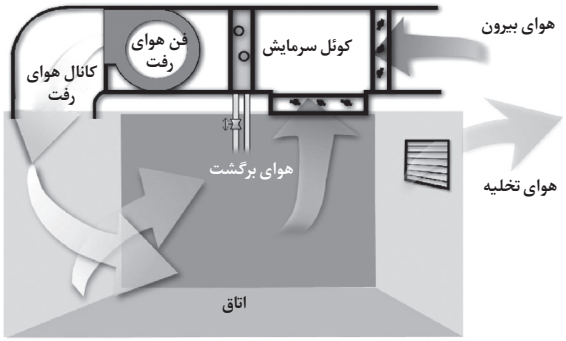
همان‌گونه که در جدول مشخص است، بار کل سرمایشی فضا با بار کل سرمایشـــی کوئل یا سیستم متفاوت است و این تفاوت از مقـــدار بار مربوط به تهویه یا تأمین هوای تازه سرچشمه می‌گیرد.

در ایـــن مثال از گرمای مربوط به الکتروموتور فن، خود فن و شبکهٔ کانال صرف نظر شده است. به‌طور معمول نیز چنین تصمیمی گرفته می‌شود. زیرا اعمال ضرایب اطمینان 5 یا 10 درصد به قدر کفایت چنین بارهایی را جبران می‌کند و از ســـوی دیگر چیدمان سیستم به گونه‌ای در نظر گرفته

می‌شود تا کمترین تأثیر منفی را داشته باشد.

❐ *نکته: با اتمام این مرحله، محاسبات مربوط به بار سرمایشی فضا و سیستم نیز به پایان می‌رسد و روند محاسبات در مسیر دیگری برای تحلیل سایکرومتریک فرایند و تعیین دبی هوای حامل ادامه می‌یابد.*

تعیین دبی هوای رفت



تصویر بالا وضعیتی را نشـــان می‌دهد که برای فضای مورد مثال یک سیستم اختصاصی در نظر گرفته شده است.

برای تعیین دبی هوای حامل که قرار است بار سرمایی را جبران کند، می‌توان از رابطهٔ زیر استفاده کرد:

$$\text{cfm} = \frac{Q_S}{1.085 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

$$m^3/s = \frac{Q_S}{1210 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

Q_S: گرمای محسوس فضا برحسب Btu/h یا W

1.085(1210): حاصل‌ضرب چگالی هوا در گرمای ویژه آن برحسب $J/m^3.K$یا $Btu.min/h.ft^3.{}^\circ F$

cfm: دبی هوای رفت برحسب فوت مکعب در دقیقه

m^3/s: دبی هوای رفت برحسب متر مکعب در ثانیه

DB_{Room}: دمای خشک اتاق برحسب $^\circ F$ یا $^\circ C$

DB_{Supply}: دمای هوای رفت برحسب °F یا °C

بنابراین دبی هوای رفت به روش زیر محاسبه می‌شود:

$$cfm = \frac{Q_S}{1.085 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

$$\mathbf{c}fm = \frac{74626}{1.085 \times (78 - 55)} = 2990 \text{ cfm}$$

یا:

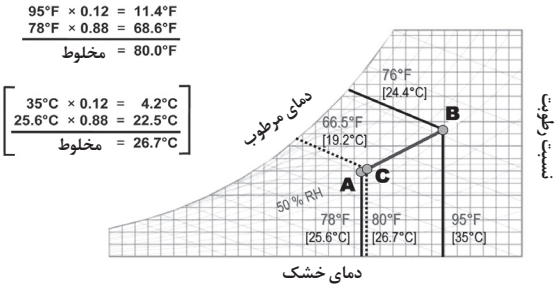
$$m^3/s = \frac{Q_S}{1210 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

$$m^3/s = \frac{21623W}{1210 \times (25.6 - 12.8)} = 1.40 m^3/s$$

❐ ***نکته یک:*** *دمای هوای رفت یـا ورودی به فضا 55 درجه فارنهایت یا 12.8 درجه سلسیوس در نظر گرفته شـده اسـت که مقدار رایج و در عین حال مناسبی است.*

❐ ***نکتـــه دو:*** *نباید فراموش کرد کـــه ضریب 1.085 یا 1210 در دو رابطه انگلیسی و بین‌المللی مقادیر ثابتی نیســـتند. زیرا چگالی هوا متناسب با ارتفاع از سطح دریا تغییر می‌کند.*

تعیین شرایط هوای ورودی کوئل



ابتدا بایـــد درصد هوای بیرون یا هوای تازه نســـبت به کل هوایی که از روی کوئـــل عبور می‌کند را به روش زیر تعیین کنیم:

$$\frac{\text{OA}}{\text{TA}} \quad \frac{360\ \text{cfm}}{2990\ \text{cfm}} = 0.12$$

یا:

$$\frac{0.18\text{m}^3/\text{s}}{1.40\text{m}^3/\text{s}} = 0.12$$

بنابراین 12 درصـــد از کل هوای عبوری از روی کوئل را هوای بیرون تشکیل می‌دهد و 88 درصد دیگر هوای برگشت است که بازچرخانی می‌شود.

اگر فرض کنیم که هوای برگشت که بین دستگاه و فضا بازچرخانی می‌شود دارای همان شرایط دمای داخل فضاست با مشـــخص بودن دمای هریک از جریان‌های هوایی رفت، برگشـــت و بیرون می‌توانیم دمای هوای مخلوطی که باید از روی کوئل عبور کند را تعیین کنیم:

- شـــرایط هوای بیرون مطابق دانســـته‌های قبلی مثال: 95°F(35°C) به عنوان دمای خشک و 76°F(24.4°C) به عنوان دمای مرطوب
- شرایط هوای برگشت با فرض مشابه بودن با هوای فضا که دارای همان شرایط طرح داخل است: 78°F(25.6°C) با 50 درصد رطوبت نسبی

بنابراین دمای هوای مخلوط 80°F(26.7°C) خواهد بود. زیرا:

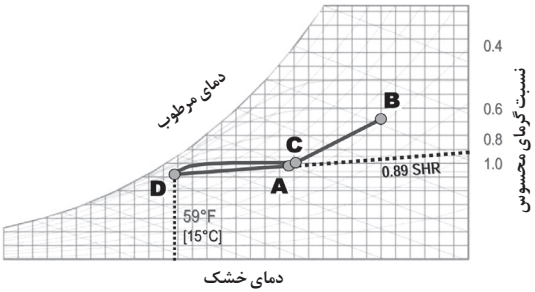
$$(95^{\circ}\times 0.12)+(78^{\circ}\times 0.88)=80^{\circ}$$

$$(35^{\circ}\times 0.12)+(25.6^{\circ}\times 0.88)=26.7^{\circ}$$

در نمـــودار ســـایکرومتریک نیز نقطهٔ A نشـــانگر هوای برگشـــت یا همان هوای داخل اتاق است و براساس تقاطع دمای خشـــک 78°F(25.6°C) و رطوبت نســـبی 50 درصد تعیین شده است.

نقطهٔ B نیز به عنوان شرایط هوای بیرون براساس تقاطع خطوط دمای خشک و مرطوب که به ترتیب 95°F(35°C) و 76°F(24.4°C) است، مشـــخص شده است. هوای مخلوط (C) نقطـــه‌ای بین A و B خواهد بود. از آنجاکه 88 درصد از هوا بازچرخانی می‌شـــود، شرایط نقطهٔ (C) به عنوان هوای مخلوط به شرایط A نزدیک‌تر است.

تعیین دمای هوای رفت



برای تعیین دبی هوای رفت باید دمای هوای رفت مشخص باشد. پیش از این برای تعیین دبی، دمای هوای ورودی به اتاق را فرض کرده بودیم. در حالی که قبل از محاسبه دبی می‌توان دمای هوای رفت را از طریق نمودار سایکرومتریک تعیین کرد و در صورت وجود مغایرت بین دمای مفروض و دمایی که از طریق نمودار سایکرومتریک تعیین شده است، دبی هوای رفت را اصلاح کرد. به این منظور، ابتدا باید نسبت گرمای محسوس[1] (SHR) تعیین شود.

نسبت گرمای محسوس نسبتی بین گرمای محسوس و گرمای کل است. بنابراین از حاصل تقسیم گرمای محسوس بر مجموع گرمای نهان و محسوس به دست می‌آید:

$$SHR = \frac{Q_{Sensible}}{Q_{Sensible} + Q_{Latent}}$$

در واقع نسبت گرمای محسوس نشان می‌دهد که چند

1- *Sensible Heat Ratio(SHR)*

درصد از بار کل از نوع محســـوس و چند درصد از نوع نهان است. برای مثال مورد نظر SHR برابر با 0.89 است. زیرا:

$$\text{SHR} = \frac{74626\text{Btu/h}}{74626\text{Btu/h} + 9109\text{Btu/h}} = 0.89$$

یا:

$$\text{SHR} = \frac{21623\text{W}}{21623\text{W} + 2599\text{W}} = 0.89$$

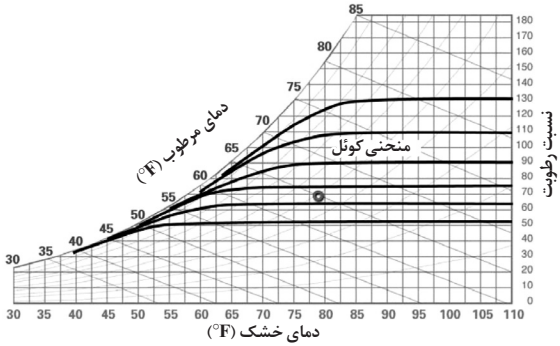
بنابراین 89 درصد از بار محســـوس و 11 درصد دیگر از نوع نهان است.

پس از تعیین SHR می‌توان نقاط A، B وC را به ترتیب به عنوان شرایط داخل فضا، شرایط هوای بیرون و شرایط هوای مخلوط بر روی نمودار تعیین کرد. با تعیین شرایط باید خط SHR ترسیم شود. این خط براساس مقدار SHR که در اینجا 0.89 است از روی محور عمودی مشخص می‌شود و از نقطه مشخص شـــده خطی از نقطهٔ A می‌گذرد تا منحنی اشباع نمودار را قطع کند. این خط معیاری اســـت که دمای هوای رفت براساس آن تعیین می‌شود. نقطهٔ تلاقی منحنی کوئل و خط SHR نقطهٔ D را تعیین می‌کند که نشان‌گر شرایط و از جمله دمای خشک هوای رفت است. در اینجا دمای خشک هوای رفت $59^{\circ}\text{F}(15^{\circ}\text{C})$ تعیین شده است.

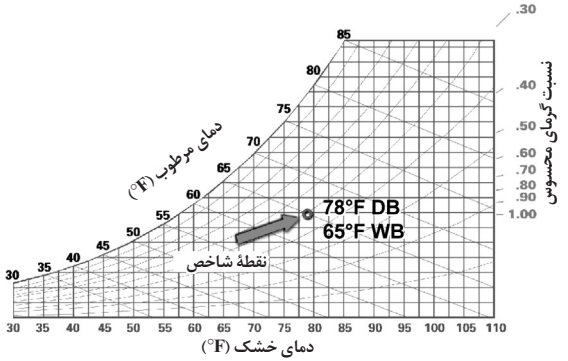
❐ ***نکته:*** *علی‌رغم شرحی که آمد؛ ممکن است چگونگی تعیین دمای هوای رفت بر روی نمودار سایکرومتریک، آن‌طور که باید مفهوم نباشد. در این صورت لازم است توضیحات زیر به دقت مطالعه شود.*

توضیح یک: خـــط منحنی بر روی نمودار که بین نقاط

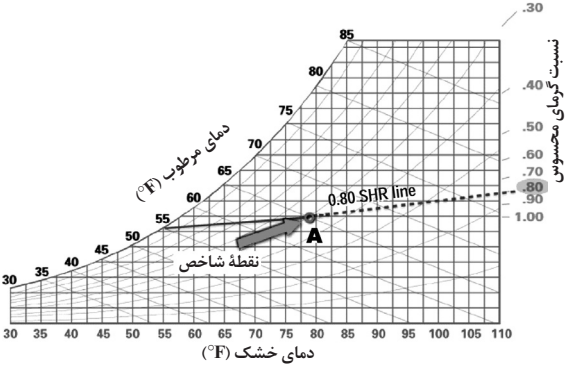
A و D دیده می‌شـــود؛ منحنی کوئل خوانده می‌شود. همه سازندگان کوئل سرمایی منحنی‌های کوئل را بر روی نموداری مشابه آن‌چه در تصویر زیر مشاهده می‌شود، ارائه می‌کنند. بنابراین به هنگام تعییـــن دمای هوای رفت باید به منحنی کوئل توجه داشـــت و از آن اســـتفاده کـــرد. زیرا این تقاطع منحنی کوئل با خط SHR است که شرایط دمایی هوای رفت را تعیین می‌کند. منحنی کوئل براساس هندسه و بازده آن و مبتنی بر آزمایش‌های متعدد مشخص و ارائه می‌شود.



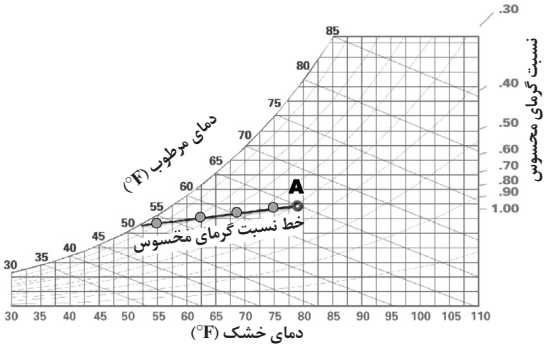
توضیح دو: ترسیم خط SHR براساس یک نقطهٔ شاخص با دمای خشـــک (78°F(25.6°C و رطوبت نســـبی 50 درصد ترسیم می‌شود. در این مثال برحسب تصادف شرایط داخل با نقطهٔ شاخص همسان است. بنابراین نقطهٔ A به عنوان شرایط هوای داخل همان نقطهٔ شاخص فرض شده است. در صورتی که تحت شرایطی ممکن اســـت، هوای داخل دارای چنین شرایطی نباشد. در آن صورت باید خطی به موازات خط SHR ترسیم شود. تصاویر زیر این مورد را روشن‌تر بیان می‌کند.



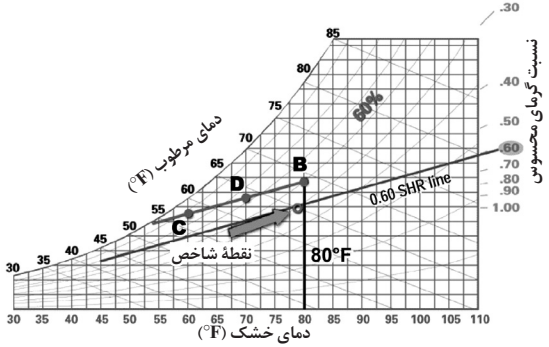
نقطهٔ شاخص روی نمودار سایکرومتریک برای ترسیم خط SHR



ترسیم خط SHR با توجه به نقطهٔ شاخص. در اینجا نسبت گرمای محســـوس (SHR) 0.8 فرض شده است. برای ترسیم خطSHR باید مقدارSHR بر روی محور عمودی نمودار تعیین شود و سپس از همان نقطه خطی تا نقطهٔ شاخص رسم شده و پس از گذر از آن، خط منحنی اشباع نمودار را قطع کند.

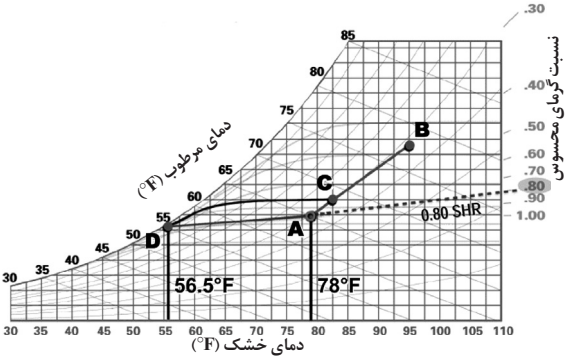


نمونه‌ای از ترسیم خط SHR بین نقطهٔ شاخص و منحنی اشباع. دمای هوای رفت بر روی یکی از نقاط این خط تعیین می‌شود. اگر منحنی‌های کوئل را بر روی این نمودار ترسیم کنیم و یا این که نقطهٔ شاخص و خط SHR را روی نموداری که منحنی‌های کوئل هم روی آن نشان داده شده است، رسم کنیم؛ از محل تقاطع منحنی کوئل و خط SHR دمای خشک هوای رفت تعیین خواهد شد.



ممکن اســـت در مواردی شـــرایط هوای داخل فضا بنابه دلایلی منطبق بر نقطهٔ شاخص نباشـــد. به عنوان مثال در این تصویر نقطهٔ B نشـــان‌گر هوای داخل است که بر نقطهٔ شاخص منطبق نیست. در این‌گونه موارد خط SHR بر همان سیاق سابق براساس مقدار SHR و نقطهٔ شاخص رسم می‌شود و از نقطهٔ B که در اینجا

نشان‌گر شرایط هوای داخل است باید خطی به موازات خط SHR ترسیم شـــود. در واقع در اینجا تلاقی خط دوم با منحنی کوئل مشخص‌کننده دمای هوای رفت است. هر دو نقطهٔ D و C می‌توانند دمای هوای رفت باشند؛ اما با توجه به شرایطی که دارند مقدار دبی هوا تغییر خواهد کرد. توجه داشته باشید که در این مثال شرایط نقطهٔ B به عنوان شرایط داخل اتاق بیان‌گر دمای خشک 80°F با رطوبت نسبی 60 درصد است و نقطهٔ D به عنوان یکی از نقاطی که می‌توان دمای هوای رفت را برمبنای آن در نظر گرفت دارای دمای خشـــک 70°F و دمای مرطوب 64°F است و نقطهٔ C دارای دمای خشـــک 60°F و دمای مرطوب 58°F است. واضح است که تحت شرایط C دبی هوای کمتری مورد نیاز خواهد بود.



مثالی دیگر بـــرای تعیین دمای هوای رفـــت. در این نمودار A نشان‌گر شرایط هوای اتاق، B نشان‌گر هوای بیرون و C نشان‌گر شـــرایط هوای مخلوط (هوای برگشت و هوای تازه) است. مقدار SHR برابر با 0.8 اســـت و نقطهٔ شاخص منطبق بر شرایط داخل اتاق یا همان نقطهٔ A است. بنابراین خط SHR از نقطهٔ 0.8 روی محور عمودی نقطهٔ A را قطع کرده به منحنی اشباع رسیده است و این نقطه محل تلاقی با منحنی کوئل نیز هست. بنابراین نقطهٔ D بیان‌گر شرایط هوای رفت است.

تصحیح دمای هوای رفت

پیـــش از این دمای هوای رفت را 55°F(12.8°C) فرض کرده بودیـــم و بر مبنای آن دبی هوای رفت را مشـــخص کردیم. اکنون با توجه با تغییر دمای هوای رفت، لازم است دبی هوا براساس دمای جدید اصلاح شود. دمای هوای رفت اصلاح شده 59°F(15°C) است. بنابراین با استفاده از همان رابطهٔ قبل می‌توان دبی هوا را به صورت زیر اصلاح کرد:

$$\text{cfm} = \frac{Q_S}{1.085 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

$$\text{cfm} = \frac{74626}{1.085 \times (78 - 59)} = 3620 \text{ cfm}$$

$$m^3/s = \frac{Q_S}{1210 \times (DB_{Room} - DB_{Supply})}$$

$$m^3/s = \frac{21623}{1210 \times (25.6 - 15)} = 1.69 m^3/s$$

همان‌گونه که مشاهده می‌شود؛ به دلیل افزایش دمای هوای رفت، مقدار دبی نیز افزایش یافته اســـت. متناسب با تغییر دبی، درصد هوای بیرون و برگشت نیز تغییر می‌کند. در حالت جدید هوای تازه یا همان هوای بیرون 10 درصد را به خود اختصاص می‌دهد و هوای برگشت شامل 90 درصد باقیمانده می‌شـــود. در حالی که در وضعیت قبل هوای تازه 12 درصد از کل هوا و هوای برگشـــت 88 درصد را شـــامل می‌شد. متناســـب با تغییر درصد اختلاط هوای ورودی به کوئل، دمای آن نیز تفاوت می‌کند.

$(95^{\circ}\times0.10)+(78^{\circ}\times0.90)=79.7^{\circ}$

$(35^{\circ}\times0.10)+(25.6^{\circ}\times0.90)=26.54^{\circ}$

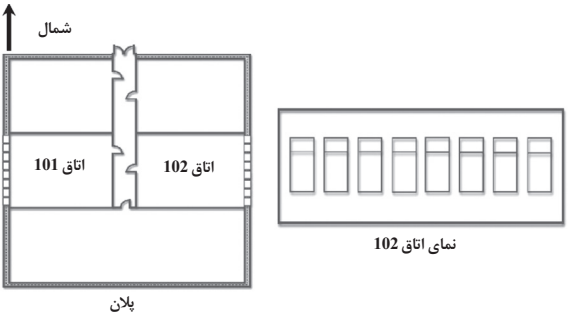
همان‌گونه که مشاهده می‌شود به دلیل تغییر اندک در درصد اختلاط هوای بیرون و برگشت، دمای هوای مخلوط نیز چندان تغییر چشم‌گیری نکرده است.

بنابـــر آن چه که آمد؛ اگر برای اتاق 101 بخواهیم از یک سیستم سرمایشی مستقل استفاده کنیم؛ باید کوئل دستگاه قابلیت جبران بار کل (مجموع محســـوس و نهان) به مقدار 99195Btu/h یا 28978W یا 8.3 تن تبرید را داشته باشد. پیش از این در قســـمت ارائه خلاصه محاســـبات ارقام مربوط به بارهای محسوس و نهان فضا و کوئل آمده بود.

	اتاق 101
	Btu/hr [W]
بار کل محسوس فضا	74,626 [21,623]
بار کل نهان فضا	9,109 [2,599]
تهویه	15,460 [4,756]
بار کل کوئل	**99,195 [28,978]**

توضیح: موارد مربوط به حل مثال و نحوهٔ محاسبات بار ســـرمایش آن در اینجا به پایان می‌رسد. مطالبی که پس از این می‌آید برای روشن شدن ابعاد دیگری در محاسبات یک پروژه است.

استفاده از یک سیستم برای دو یا چند مکان



بار دیگر به پلان قبل باز می‌گردیم. همان‌گونه که مشـــاهده می‌شود؛ اتاق 102 کاملاً مشابه اتاق 101 است و تنها اختلاف بین این دو مربوط به جبهۀ دیوار خارجی و پنجره‌هاســـت. اتاق 102 دارای جهت شـــرقی اســـت. از این رو بار ناشی از تابش آن بـــا اتاق 101 متفاوت خواهد بود. اما ســـایر بارها مانند رسانش، افراد و تجهیزات یکسان هستند. اگر مطابق آن‌چه آمد بار ناشی از تابش را برای اتاق 102 محاسبه کنیم. می‌توانیم بارهای کل محسوس و نهان این اتاق را نیز مانند اتـــاق 101 تعیین کنیم. فهرســـتی از بارهای این دو اتاق در دو جدول صفحۀ بعد گرد آمده است. دقت در ارقام این دو جدول نشان می‌دهد که اختلاف بار بین دو فضا ناشی از بار تابشی است. بار تابشـــی در جبهۀ شرقی که مربوط به اتاق 102 اســـت به هنگام صبح به مراتب بیشتر از بار تابشی اتاق 101 در ســـاعت 8 صبح است و برعکس بار تابشی در ساعت

4 بعد از ظهر در جبههٔ شـــرقی به مراتب کمتر از جبههٔ غربی است. در مجموع بار سرمایش جبههٔ شرقی در ساعت 8 صبح بیشتر و در ساعت 4 بعد از ظهر کمتر از جبههٔ غربی است.

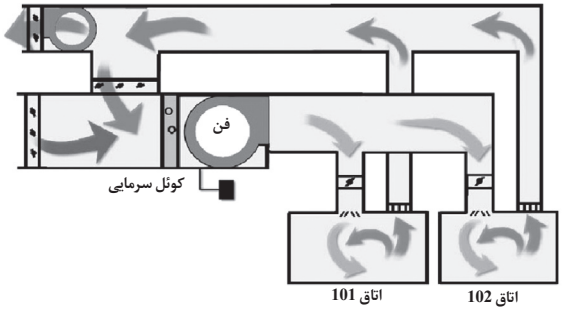
اتاق 101 (جبههٔ غربی)

اجزای بار محسوس اتاق	8 صبح Btu/hr [W]	4 بعدازظهر Btu/hr [W]
رسانش از بام	2,616 [740]	12,312 [3,563]
رسانش از دیوارهای خارجی	160 [48]	502 [144]
رسانش از پنجره‌ها	202 [51]	1,310 [359]
تابش از پنجره‌ها	3,552 [1,012]	22,733 [6,447]
افراد	4,500 [1,350]	4,500 [1,350]
چراغ‌ها	22,097 [6,480]	22,097 [6,480]
تجهیزات	8,184 [2,404]	8,184 [2,404]
نفوذ	2,988 [876]	2,988 [876]
بار محسوس اتاق	**44,299 [12,961]**	**74,626 [21,623]**

اتاق 102 (جبههٔ شرقی)

اجزای بار محسوس اتاق	8 صبح Btu/hr [W]	4 بعدازظهر Btu/hr [W]
رسانش از بام	2,616 [740]	12,312 [3,563]
رسانش از دیوارهای خارجی	160 [48]	844 [252]
رسانش از پنجره‌ها	202 [51]	1,310 [359]
تابش از پنجره‌ها	21,667 [6,138]	3,078 [874]
افراد	4,500 [1,350]	4,500 [1,350]
چراغ‌ها	22,097 [6,480]	22,097 [6,480]
تجهیزات	8,184 [2,404]	8,184 [2,404]
نفوذ	2,988 [876]	2,988 [876]
بار کل محسوس اتاق	**62,414 [18,087]**	**55,313 [16,158]**

تحلیل شرایط دو فضا برای انتخاب یک سیستم



در نظـــر داریم برای هر دو اتاق 101 و 102 از یک دســـتگاه هواساز اســـتفاده کنیم. تصویر بالا نیز نشان‌گر چنین نیتی است.

برای این دو فضا دو گزینهٔ سیســـتم حجم ثابت (CAV) و حجـــم متغیر (VAV) وجـــود دارد. چنان‌چه بخواهیم از سیستم حجم ثابت استفاده کنیم باید فن هواساز را براساس مجمـــوع حداکثر بار هریک از فضاها تعییـــن کنیم. اما در صورت اســـتفاده از هواساز حجم متغیر کافی است ظرفیت فن براساس بلوک بار تعیین شود.

اختلاف بین مجموع بار حداکثر و بلوک بار با شرحی که در ادامه می‌آید؛ روشن می‌شود.

بار محسوس هریک از اتاق‌های 101 و 102 در ساعات 8 صبح و 4 بعد از ظهر مطابق جدول زیر است.

بار محسوس اتاق‌ها	8 صبح Btu/hr [W]	4 بعدازظهر Btu/hr [W]
اتاق **101** (جبهۀ غربی)	44,299 [12,961]	**74,626 [21,623]**
اتاق **102** (جبهۀ شرقی)	**62,414 [18,087]**	55,313 [16,158]

منظـــور از مجموع حداکثر بار؛ حاصل جمع بار حداکثر هریک از فضاهای 101 و 102 اســـت. بیشترین بار اتاق 101 در 4 بعد از ظهر است و بیشترین بار اتاق 102 در 8 صبح به وقوع می‌پیوندد. بنابراین مجموع حداکثر بار دو فضا برابر با 137040Btu/h یا 39710W است:

74626+62414=137040 Btu/h

21623+18087=39710W

منظـــور از بار بلـــوک، حاصـــل جمع بارهایی اســـت که بیشـــترین مقدار را در یک ســـاعت به خصوص به خود اختصـــاص می‌دهند. مجموع بار محســـوس هر دو فضا در ســـاعت 8 صبح برابر با 106713Btu/h یا 31048W اســـت. در حالـــی که مجموع بار محســـوس هر دو فضا در ســـاعت 4 بعدازظهر 129939Btu/h یا 37781W است. بنابراین بار بلوک بر مبنای بارهای محســـوس هر دو فضا در ساعت 4 بعد از ظهر مورد توجه قرار می‌گیرد:

74626+55313=129939 Btu/h

21623+16158=37781W

بنابراین چنان‌چه از سیستم حجم ثابت استفاده شود باید مجموع حداکثر بار یعنی 137040Btu/h یا 39710W دست‌مایه تعیین دبی هوای رفت قرار گیرد و چنان‌چه سیســـتم حجم متغیر برای این دو فضا پیش‌بینی شود، مقدار 129939Btu/h یـــا 37781W به عنوان بار بلوک برای تعیین دبی هوای رفت

کافی است. آشکار است که دبی در حالت دوم یعنی استفاده از بار بلوک کمتر از مجموع حداکثر بار خواهد بود. زیرا اوج بار این دو فضا در ساعات مختلفی به وقوع می‌پیوندد و با انتخاب بار بلوک نیازهای هر دو فضا در ساعات اوج مربوط به خود، برآورده می‌شود.

حال اگر مطابق محاسبات پیشین دمای هوای رفت را $59^{\circ}F(15^{\circ}C)$ فرض کنیم؛ می‌توانیم دبی هوای رفت را در هر دو حالت مجموع حداکثر بار و بار بلوک به گونهٔ زیر محاسبه کنیم:

- تعیین دبی هوای رفت در حالت مجموع حداکثر بار برای سیستم حجم ثابت:

$$\frac{137040\text{Btu/h}}{1.08 \times (78°\text{F} - 59°\text{F})} = 6648\ \text{cfm}$$

$$\frac{39710\text{W}}{1210 \times (25.6°\text{C} - 15°\text{C})} = 3.10\ \text{m}^3/\text{s}$$

- تعیین دبی هوای رفت در حالت بار بلوک برای سیستم حجم متغیر:

$$\frac{129939\text{Btu/h}}{1.085 \times (78°\text{F} - 59°\text{F})} = 6303\ \text{cfm}$$

$$\frac{37781\text{W}}{1210 \times (25.6°\text{C} - 15°\text{C})} = 2.95\ \text{m}^3/\text{s}$$

نتیجه این که در صورت استفاده از سیستم حجم متغیر، فن هوای رفت نیاز به ظرفیت کمتری نسبت به سیستم حجم ثابت خواهد داشت.

می‌توان ظرفیت کوئل سرمایشی سیستم را مطابق جدول زیر براساس بار بلوک برای ساعت 4 بعدازظهر تعیین کرد.

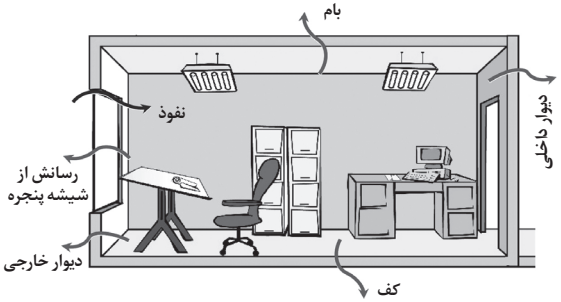
	اتاق 101		اتاق 102	
بارها در ساعت 4 بعدازظهر	Btu/hr	[W]	Btu/hr	[W]
بار محسوس کل	74,626	[21,623]	55,313	[16,158]
بار نهان کل	9,109	[2,599]	9,109	[2,599]
تهویه	15,460	[4,756]	15,460	[4,756]
بار کل کوئل	**99,195**	**[28,978]**	**79,882**	**[23,513]**

99195+79882=179077 Btu/h

28978+23513=25491 W

بنابراین ظرفیت کوئل سرمایشـــی که بتواند بر بار هر دو فضا غلبه کند، بایـــد 179077Btu/h یا25491W و یا 14.9 تن تبرید باشد.

تعیین بار گرمایش



مواردی که باعث اتلاف گرما و ایجاد بار گرمایشی می‌شوند؛ عبارتند از انتقال گرما از طریق جداره‌ها و نفوذ هوای سرد یا تهویه هوا. بنابراین اجزای قابل محاسبهٔ بار گرمایش به مراتب کمتر از بار سرمایش است.

مواردی هم‌چون تابش یا تجهیزات گرمازای داخل فضا به عنوان عوامل کاهنده بار محسوب می‌شوند؛ اما این تأثیر در محاسبات مربوط به گرمایش در نظر گرفته نمی‌شود. زیرا فرض بر این است که محاسبات گرمایشی برای شب و زمانی که کلیهٔ چراغ‌ها و تجهیزات گرمازای دیگر خاموش هستند؛ صورت می‌گیرد.

برای تشریح چگونگی محاسبهٔ بار گرمایش بار دیگر به مثال اتاق 101 باز می‌گردیم. اولین نکته در انجام محاسبهٔ تلفات گرمایی تعیین شرایط هوای خارج است.

در اینجا نیز شرایط خارج برای سنت لوئیز میسوری در نظر گرفته شده است که مقدار آن برای دو حالت 99.6 درصد

و 99 درصد در جدول زیر آمده است.

	99.6%	99%
	دمای خشک	دمای خشک
سنت لوئیز میسوری	2°F [-16.7°C]	8°F [-13.4°C]

منظـــور از 99.6 درصد در جدول بالا این اســـت که تنها 0.4 درصد یا فقط 35 ساعت در کل ساعات یک سال امکان دارد کـــه دمای منطقهٔ مورد نظر یعنی ســـنت لوئیز کمتر از $2^{\circ}F(-16.7^{\circ}C)$ شود.

بـــه همین ترتیب 99 درصد نیز به معنای این اســـت که احتمـــال وقوع دمای کمتـــر از $8^{\circ}F(-13.4^{\circ}C)$ تنها 1 درصد است.

برای حل این مثال شـــرایط 99.6 درصد با دمای $2^{\circ}F(-16.7^{\circ}C)$ مورد نظر قرار گرفته است.

اتلاف گرما از طریق جداره‌ها

رابطهٔ اصلی برای تعیین اتلاف گرما از طریق دیوار، بام، کف، در و پنجـــره همان رابطهٔ مربوط به بار رسانشـــی یا هدایتی است که در بخش محاسبات بار سرمایی معرفی شد و اجزای تشکیل دهندهٔ این رابطه از جمله ضریب کلی انتقال گرما(U) به همان شرحی است که در همان بخش آمد:

$$Q=U\times A\times \Delta T$$

Q: گرمای ناشی از رسانش برحسب Btu/h یا W

U: ضریب کلی انتقال گرمای جدار برحسب $Btu/hft^2.^\circ F$ یا $W/m^2.^\circ K$

A: مساحت جدار برحسب ft^2 یا m^2

ΔT: اختلاف دمای خشـــک بین هـــوای خارج و داخل برحسب $^\circ F$ یا $^\circ C$

بـــا توجه به تعییـــن ضریب انتقال کلـــی و معلوم بودن مساحت دیوار غربی و پنجره‌های آن می‌توان گرمای ناشی از رسانش را به صورت زیر محاسبه کرد:

- ضریب کلی انتقال گرمای جدار غربی:

$U= 0.06 Btu/h.ft^2.^\circ F(0.33 W/m^2.K)$

- ضریب کلی انتقال گرمای بام :

$U = 0.057\ Btu/h.ft^2.^\circ F(0.323 W/m^2.K)$

- ضریب کلی انتقال گرمای پنجره‌ها:

$U = 0.63\ Btu/h.ft^2.^\circ F(3.56\ W/m^2.K)$

- مساحت کل دیوار به همراه پنجره‌ها:

$12ft\times 45ft=160ft^2 (3.7m\times 13.7m=50.7m^2)$

- مساحت پنجره‌ها:

$8\times(1.2m\times1.5m=14.4m^2)$، $8\times(4ft\times5ft=160ft^2)$

- مساحت خالص دیوار:

$540-160=380ft^2(50.7-14.4=36.3m^2)$

- مساحت بام:

$2700ft^2(250.7m^2)$

- دمای طرح داخل:

$72^{\circ}F(22.2^{\circ}C)$

$$Q=U\times A\times\Delta T$$

$$Q_{Wall}=0.06\times380\times(72-2)=1596\ Btu/h$$

$$Q_{Wall}=0.33\times36.3\times(22.2-(-16.7))=466\ W$$

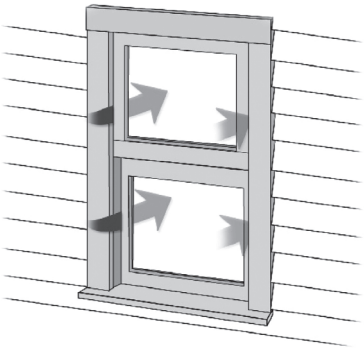
$$Q_{Roof}=0.057\times2700\times(72-2)=10773\ Btu/h$$

$$Q_{Roof}=0.323\times250.7\times(22.2-(-16.7))=3150\ W$$

$$Q_{Windows}=0.63\times160\times(72-2)=7056\ Btu/h$$

$$Q_{Windows}=3.56\times14.4\times(22.2-(-16.7))=1994\ W$$

اتلاف گرما از طریق نفوذ و تهویه



تعیین دبی هوای نفوذی و تهویه برای محاسبهٔ بار گرمایشی ناشـــی از آنها به همان شرحی است که در بخش محاسبات بار سرمایشـــی آمد و از همان روابط محاسباتی نیز استفاده می‌شود. دو تفاوتی که موجب تغییر بار گرمایش و سرمایش ناشـــی از نفوذ یا تهویه می‌شـــود؛ مربوط به اختلاف دمای شرایط زمستانی و تابســـتانی و هم‌چنین عدم محاسبهٔ بار نهان هوای نفوذی و تهویه است.

پیش از این در بخش محاسبات بار سرمایشی دبی هوای نفوذی 162 فوت مکعب در دقیقـــه یا 0.077 متر مکعب در ثانیه و دبی هوای تازه برای تهویه 360 فوت مکعب در دقیقه یا 0.18 متر مکعب در ثانیه تعیین شده بود. بنابراین در اینجا نیز همین مقادیر دست‌مایه تعیین بار گرمایشی قرار می‌گیرد:

$$Q=1.085\times Air_{in}\times \Delta T$$

$$Q=1210\times Air_{in}\times \Delta T$$

Q: گرمای محسوس هوای نفوذی یا تهویه برحسب Btu/h یا W

1.085(1210): چگالی و گرمای ویژه هوا برحسب $J/m^3.K$ یا $Btu.min/h.ft^3.{}^\circ F$

Air_{in}: دبی هوای نفوذی یا تهویه برحسب cfm یا m^3/s

ΔT: اختلاف دمای هوای خارج و داخل برحسب $^\circ F$ یا $^\circ C$

بنابراین اتلاف گرمای ناشی از نفوذ برابر است با:

$$Q_{inf}=1.085\times162\times(72-2)=12304\ Btu/h$$

$$Q_{inf}=1210\times0.077\times(22.2-(-16.7))=3624\ W$$

و اتلاف گرمای ناشی از تهویه یا تأمین هوای تازه برابر است با:

$$Q_{ven}=1.085\times360\times(72-2)=27342\ Btu/h$$

$$Q_{ven}=1210\times0.18\times(22.2-(-16.7))=8472W$$

خلاصهٔ بار گرمایشی و مجموع آن در جدول زیر گرد آمده است. به این ترتیب محاسبات مربوط به اتلاف گرما یا بار گرمایشی مثال مورد نظر مربوط به اتاق 101 به پایان می‌رسد:

	بار گرمایی Btu/hr [W]
رسانش از بام	10,773 [3,150]
رسانش از دیوارهای خارجی	1,596 [466]
رسانش از پنجره‌ها	7,056 [1,994]
نفوذ	12,304 [3,624]
کل بار گرمایی فضا	**31,729 [9,234]**
تهویه	27,342 [8,472]
کل بار گرمایی کوئل	**59,071 [17,706]**

تخمین بارهای سرمایی و گرمایی

گاهی لازم می‌شـــود بدون انجام محاسبات دقیق، برآوردی از بارهای ســـرمایی و گرمایی یک فضا داشته باشیم. به این منظور می‌توان از روابط و جداولی که در پی می‌آیند استفاده کرد.

تخمین بار گرمایی

بار ناشی از جدار خارجی با مصالح بنایی بدون عایق:

$$Q_1=0.4\times A\times \Delta t$$

بار ناشی از جدار خارجی با مصالح بنایی با عایق:

$$Q_1=0.06\times A\times \Delta t$$

بار ناشی از در و پنجره مشرف به خارج:

$$Q_2=0.9\times A\times \Delta t$$

بار ناشی از نفوذ هوا:

$$Q_3=0.027\times V\times \Delta t$$

بار ناشی از تعویض مکانیکی هوا:

$$Q_3=1.08\times AC\times \Delta t$$

مجموع بار:

$$Q_h=Q_1+Q_2+Q_3$$

A: مساحت جدار برحسب فوت مربع (ft^2)

V: حجم فضا برحسب فوت مکعب (ft^3)

AC: دفعات تعویض هوا برحسب فوت مکعب در دقیقه (cfm)

Δt: اختلاف دمای هوای داخل و خارج برحسب ($^\circ F$)

Q: بار گرمایی برحسب Btu/h

❐ ***نکته:*** *برای به دست آوردن مجموع بار گرمایی (Q_h) یک فضا باید توجه داشـــت که متناسب با کاربری آن تنها از یکی از بارهای (Q_2) یا (Q_3) باید استفاده شود. به عنوان مثال برای مکانی با تخلیه اجباری هوا، بار ناشی از نفوذ در نظر گرفته نمی‌شود؛ بلکه کافی است بار ناشـــی از تعویض لحاظ شود و یا اغلب دیوارهای خارجی مطابق بـــا مقررات باید عایق‌کاری شـــوند، بنابراین بار ناشـــی از جدار بدون عایق مورد استفاده قرار نمی‌گیرد.*

تخمین بار سرمایی

با اســـتفاده از جداول زیر می‌توان بار ســـرمایی اماکن مختلف را در سه سطح بار کم، بار متوسط و بار زیاد برحسب آحاد انگلیسی و بین‌المللی تخمین زد. این جداول براساس شرایط زیر تدوین شده‌اند:

- دمای خشک خارج: $95^{\circ}F(35^{\circ}C)$؛
- دمای مرطوب خارج: $75\text{-}78^{\circ}F(23.9\text{-}25.6^{\circ}C)$
- دمای خشک داخل: $76\text{-}80^{\circ}F(24.4\text{-}26.7^{\circ}C)$
- رطوبت نسبی داخل: ٪50

نوع مکان	بار سرمایی براساس واحدهای انگلیسی یک تن‌تبرید به ازای .....فوت‌مربع		
	بار کم	بار متوسط	بار زیاد
آپارتمان	450	400	350
تالار کنفرانس و سالن اجتماعات و تاتر	400	250	90
هتل و خوابگاه	350	300	220
دفاتر و اماکن عمومی اداری	340	280	190
کتابخانه و موزه	340	280	190
دانشگاه و مدارس	240	185	150
اتاق بستری بیمار	275	220	165
فضاهای عمومی بیمارستان	175	140	110
خانه‌های ویلایی	600	500	380
رستوران	135	100	80
مراکز خرید (زیرزمین)	341	285	225
مراکز خرید (هم‌کف)	350	245	150
مراکز خرید (طبقات بالای هم‌کف)	400	340	280

نوع مکان	بار سرمایی براساس واحدهای بین‌المللی یک کیلووات به ازای .....مترمربع		
	بار کم	بار متوسط	بار زیاد
آپارتمان	11.9	10.6	9.3
تالار کنفرانس و سالن اجتماعات و تاتر	10.6	6.6	2.4
هتل و خوابگاه	9.3	7.9	5.8
دفاتر و اماکن عمومی اداری	9.5	7.4	5.0
کتابخانه و موزه	9.5	7.4	5.0
دانشگاه و مدارس	6.4	4.9	4.0
اتاق بستری بیمار	7.3	5.8	4.4
فضاهای عمومی بیمارستان	4.6	3.7	2.9
خانه‌های ویلایی	15.9	13.2	10.0
رستوران	3.6	2.6	2.1
مراکز خرید (زیرزمین)	8.9	7.5	6.0
مراکز خرید (هم‌کف)	9.3	6.5	4.0
مراکز خرید (طبقات بالای هم‌کف)	10.6	8.9	7.4

مراجع

- ASHRAE Handbook–Fundamentals
- Cooling and Heating Load Calculation Principles، ASHRAE
- Fundamentals of Heating and Cooling Load، ASHRAE self-directed learning course
- For information on Trane's TRACE™ Load 700 or Load Express™ load-calculation
- Software، visit the Trane C.D.S. Web site at www.tranecds.com.
- Visit the ASHRAE Bookstore at www.ashrae.org.
- Visit ACCA online at www.acca.org.

For information on additional educational materials available from Trane، contact your local

Trane sales office (request a copy of the Educational Material price list—Trane order Number EM-ADV1) or visit our online bookstore at www.trane.com/bookstore/.

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- آشنایی با سیستم‌های تهویه مطبوع، 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- اجزا و چرخهٔ سرمایش، ویراست اول (انتشارات یزدا ۱۳۹۳)، ویراست دوم (انتشارات یزدا ۱۴۰۰)

۲۳- طراحی تأسیسات ساختمان (دو جلد، انتشارات یزدا ۱۳۹۴)
۲۴- Leed، معیاری برای ساختمان سبز، انتشارات یزدا ۱۳۹۵
۲۵- تاسیسات برقی و مکانیکی ساختمان‌های بلند، انتشارات یزدا ۱۳۹۶
۲۶- پهنه‌بندی اقلیمی ایران، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۲۷- آسایش حرارتی، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۲۸- معماری همساز با اقلیم، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۲۹- دیباچه و تهیه‌ی گزارش فاز یک، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۰- محاسبات بار و انتخاب تجهیزات مولد، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۱- انتخاب تجهیزات تبادل حرارت، مکمل و مرکب، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۲- تجهیزات انتقال و توزیع، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۳- آب و فاضلاب، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۴- طراحی اماکن و تجهیزات خاص، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۵- تنظیم شرایط محیطی (به کمک تأسیسات مکانیکی)، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۶- صدا، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۷- تخمین بارهای گرمایی و سرمایی شهرهای ایران، انتشارات یزدا ۱۳۹۷
۳۸- مصرف بهینهٔ انرژی در تهویه مطبوع، انتشارات یزدا ۱۴۰۰
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

Cooling and Heating Load Estimation

A Trane Air Conditioning Clinic