

با دم‌تده نفس بکشید



**دمازده**  
DAMANDEH®

تولیدکننده انواع الکتروموتور و فن‌های خانگی، صنعتی، تاسیساتی، تونلی و پارکینگی و لوازم خانگی

◆ پنکه

◆ Haleh Table Fan



◆ هواکش پنجره‌ای

◆ Autolux Model



◆ هواکش لوله‌ای

◆ Axi Line IP45



www.damandeh.com

sale@damandeh.com

+9821 35 27 21 07

+9821 35 27 21 09





توضیح لژی شماره ۸۵

## تهویه مطبوع استوکر

- ۲ ..... تهویه مطبوع استوکر
- ۲ ..... کاربردهای تهویه مطبوع و تبرید
- ۷ ..... اصول حرارتی
- ۲۲ ..... سایکرومتری و انتقال گرما از سطح مرطوب
- ۳۲ ..... محاسبه بارهای گرمایی و سرمایی

## اعضای هیئت مدیره انجمن و شورای سیاست‌گذاری ماهنامه:

- مهدی بستان‌چی:** رئیس هیئت مدیره
- علی آراین‌پور:** نایب رئیس هیئت مدیره
- مسعود موحدیان:** عضو هیئت مدیره و خزانه‌دار
- منوچهر شجاعی:** عضو هیئت مدیره
- علی کمرئی:** عضو هیئت مدیره
- اکبر سیفی:** بازرس انجمن

- صاحب‌امتیاز:** مطالعات آینده‌نگر پارسیان
- مدیر مسوول:** مهندس محمدحسین دهقان
- سر دبیر:** دکتر مهدی بستان‌چی

## دبیر تحریریه: مهندس مسعود بستان‌چی اعضای تحریریه ماهنامه به ترتیب حروف الفبا:

مهندس محمدرضا افضلی، دکتر حسین بزم‌آرا، مهندس حسن بهرامی، دکتر مهدی بستان‌چی، دکتر رونالد بغوزیان، مهندس علیرضا حدادی، مهندس محمد جهاندیده، مهندس بهرام خاکپور، دکتر مهرداد خراسانی، مهندس علی رسولی، مهندس محمدرضا رزاقی اصفهانی، مهندس حمید رستگاری، مهندس مرتضی سعیدی، مهندس غلامرضا سالارکیا، دکتر سهند سلطاندوست، دکتر مجید سلطانی، دکتر مصطفی سفیدگر، دکتر محمد شهرخانی، مهندس مزدک صدیقی افشار، دکتر عبدالرزاق کعبی‌نژادیان، مهندس حسن محمدی، دکتر مصطفی مافی، مهندس فرشید مومنی، دکتر مهدی معرفت، مهندس روح‌الله واصف، مهندس رحمن نصیری، مهندس مرتضی ناصری‌نژاد

- مدیر تحقیق و توسعه:** مهندس زاد اکبر
- مدیر داخلی:** دکتر سپیده سیدفرجی
- مدیر اجرایی:** اسدالله امینی
- مسوول مالی و توزیع نشریه:** فیض‌الله قربانی جیرنده
- ناظر چاپ:** رحیم محمدی

دفتر نشریه: تهران، مفتاح جنوبی، روبروی دانشگاه خوارزمی، جنب هتل مینا، پلاک ۸۸  
 تلفن واحد اشتراک: ۰۲۱-۵۸۳۹۲۸۹۰ پذیرش آگهی: ۰۹۹۱-۲۰۵۳۰۶۸

■ چاپ آگهی‌ها به معنای تایید محتوای آن‌ها توسط انجمن تولیدکنندگان سیستم‌های تهویه مطبوع ایران و ماهنامه نیست.

■ استفاده از مطالب این نشریه در صورت اخذ مجوز کتبی مقدور است.

■ کلیه درآمد حاصل از این ماهنامه صرف تحقیق و توسعه صنعت HVAC ایران می‌گردد.

• لیوگرافی، چاپ و صحافی: چاپ و نشر یزدا (کیلومتر ۱۱ جاده قدیم کرج، شهرک صنعتی گلگون، خیابان پنجم جنوبی، پلاک ۳۵)

• آماده‌سازی قبل از چاپ و صفحه‌آرایی: **نشر یزدا**

پیامک و واتساپ: ۰۹۹۱-۲۰۵۳۰۶۸

Website: [www.hvacassociation.com](http://www.hvacassociation.com)

Email: [info@hvacassociation.com](mailto:info@hvacassociation.com)

## تهویه مطبوع استوکر

### کاربردهای تهویه مطبوع و تبرید کاربردهای اصلی

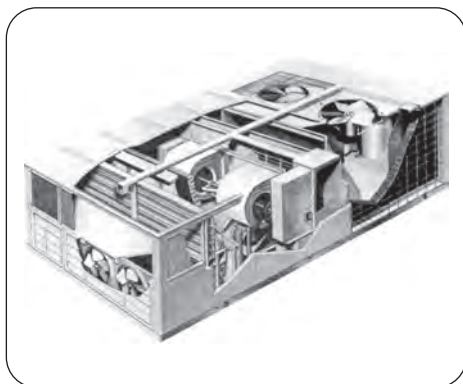
رشته‌های تهویه مطبوع و تبرید به هم وابسته‌اند ولی هریک نیز دارای محدوده خاص خود می‌باشد. وابستگی به یکدیگر و استقلال از هم این رشته‌ها را می‌توان به صورت تصویر (1) نشان داد. بزرگ‌ترین کاربرد تبرید که در فرآیند سرمایه‌گذاری است، برای تهویه مطبوع به کار می‌رود. به علاوه، تبرید شامل تبرید صنعتی نیز می‌شود که خود شامل فرآوری و نگهداری مواد غذایی، گرماگیری از مواد در کارخانه‌های شیمیایی، نفتی و پتروشیمی و بسیاری از کاربردهای خاص مانند صنایع تولید و ساخت است.

به شکل مشابهی، تهویه مطبوع شامل رشته‌هایی به غیر از سرمایه‌گذاری نیز می‌باشد. تعریف تهویه مطبوع برای آسایش عبارت است از: «فرآیند به‌سازی هوا برای کنترل هم‌زمان دما، رطوبت، پاکیزگی و توزیع مناسب آن به‌منظور جواب‌گویی به نیازهای ساکنان مکانی که تحت کنترل قرار گرفته است». بنابراین تهویه مطبوع شامل تمامی عملیات گرمایش (که شامل تبرید نیست البته به استثنای پمپ‌های حرارتی) و همچنین تنظیم سرعت، تابش حرارتی و کیفیت هوا شامل حذف ذرات خارجی و بخارها و گازهای موجود در آن است.

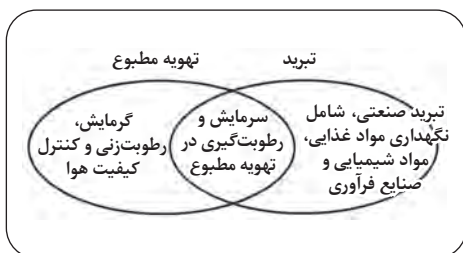
مهندسان متعددی در پژوهش‌ها، توسعه و کاربرد محصولات این رشته به کار گرفته شده‌اند و سایر مهندسان دارای مسئولیت طراحی سامانه‌هایی هستند که به این رشته‌ها خدمات می‌رسانند. اگرچه مانع مستحکمی برای جلوگیری از تردد مهندسان با آزادی در بخش‌های مختلف این رشته وفق تصویر (1)، وجود ندارد، تمرکز منافع شرکت‌های تجاری و بنابراین تأکید مهندسان آن‌ها بر تهویه مطبوع یا بر تبرید صنعتی است. دامنه دمایی مورد نظر در تبرید صنعتی تا حدود  $60^{\circ}\text{C}$ - است. رشته دیگر، فرو تبرید (کرایوژنیک)<sup>2</sup> است که دماهای کمتر از این را می‌پوشاند و شامل صنایع گاز صنعتی (جداسازی هوا به اکسیژن و ازت)، گاز طبیعی مایع شده و کاهش دما تا نزدیکی صفر مطلق است.

هدف از این مقاله، شناسایی وسعت و تنوع و کاربردهای تبرید و تهویه مطبوع به مخاطبان است. بعضی از تقسیم‌بندی‌های کاربردهای تهویه مطبوع که توضیح داده می‌شود شامل تهویه مطبوع ساختمان‌های با اندازه متوسط و بزرگ، صنعتی، مسکونی و خودروها است. برای رشته تبرید صنعتی این تقسیم‌بندی شامل صنایع غذایی و صنایع فرآوری حرارتی می‌باشد. اگرچه ظرفیت سرمایه‌گذاری مرتبط با کاربردهای ویژه تبرید در مقایسه با تهویه مطبوع یا تبرید مواد غذایی نسبتاً کوچک است





تصویر (2): یک واحد پشت‌بامی



تصویر (1): رابطه بین رشته‌های تبرید و تهویه مطبوع

ولی بسیاری از این کاربردهای ویژه، پیچیده و از نظر فنی چالش برانگیز هستند.

تهویه مطبوع ساختمان‌های با اندازه متوسط و بزرگ اغلب واحدهای تهویه مطبوعی که به خدمت گرفته می‌شوند تهویه مطبوع آسایشی هستند، به این معنا که به منظور تامین شرایط آسایش ساکنان ساختمان می‌باشند. سامانه‌های خنک کردن ساختمان‌ها در تابستان در ساختمان‌های بزرگ در سرتاسر دنیا به تاسیساتی استاندارد بدل شده‌اند. حتی در شرایط آب‌وهوایی که در تابستان‌ها دما خیلی زیاد نیست برای حذف گرمایی که توسط افراد، روشنایی و سایر تجهیزات برقی درون ساختمان ایجاد می‌شود، سرمایه‌ش به کار می‌رود. در شرایط آب‌وهوایی گرم وجود سامانه‌های سرمایه‌ش در تابستان باعث عملکرد کارا تر کارکنان در ساختمان‌ها می‌شود و تفاوت چشمگیری پدید می‌آورد. بعضی از انواع سامانه‌های مرکزی معمولاً در ساختمان‌های بزرگ به کار می‌روند. این سامانه شامل یک یا چند چیلر آبی و آب گرمکن (که عرفاً دیگ نامیده می‌شود) است که در موتورخانه قرار گرفته‌اند. فضای تحت کنترل با یک یا چند سامانه رفت و برگشت هوا، یا آب گرم و سرد که با لوله به مبدل حرارتی در فضای تهویه مطبوع شده وارد می‌شوند، تجهیز می‌گردد.

ساختمان‌های یک طبقه تجاری مانند فروشگاه‌ها و کارخانه‌ها به واحدهای پشت‌بامی (تصویر 2) تجهیز می‌شوند که روی بام نصب شده و هوای مطبوع شده را برای فضای زیرین، تامین می‌کنند. واحد تصویر (2) یک پمپ حرارتی است که در فصول بعد مورد بحث قرار خواهد گرفت و ماشینی است که هم هوای گرم و هم سرد به فضای تحت کنترل می‌فرستد.

گروه مهم دیگر تجهیزات تهویه مطبوع در بیمارستان‌ها<sup>3</sup> و سایر ساختمان‌های طبی کاربرد دارند. بسیاری از شرایطی که در تهویه مطبوع ساختمان‌های اداری حاکم هستند در تهویه مطبوع بیمارستان‌ها نیز صدق می‌کنند ولی شرایط اضافی نیز در این حالت وجود دارد. غالباً استفاده از 100٪ هوای تازه ضروری است و محدودیت از نظر رطوبت برای اجتناب از بروز الکتریسیته استاتیک نیز در اتاق‌های عمل و جراحی بسیار شدید است. طراحی سامانه‌ای برای بیمارستان‌ها که از نظر مصرف انرژی بهینه بوده و همچنین الزام‌های خاص را جواب دهد از نظر مهندسی، چالشی محسوب می‌شود.

#### تهویه مطبوع صنعتی

اصطلاح تهویه مطبوع صنعتی در این جا به معنی تامین درجه حداقلی از راحتی و آسایش برای کارگران در محیط‌های نامناسب و همچنین کنترل شرایط هوا به نحوی است که عملیات فرآیندی مورد نظر بر اجسام

یا مواد انجام شود.

گرمایش نقطه‌ای: در زمانی که هوا سرد است عملی‌تر است که فقط منطقه معینی که در آن جا کارگران کار می‌کنند گرم شود. یکی از روش‌های انجام این کار، کاربرد گرم‌کن‌های فروسرخ است.<sup>4</sup> این گرم‌کن‌ها هنگامی که سطح‌های آن‌ها توسط مشعل یا الکتریسیته تا دماهای بالا گرم شود به منطقه مورد نظر گرما تابش می‌کنند.

سرمایش نقطه‌ای: خنک کردن همه فضاهای یک کارخانه ذوب آهن عملی نیست ولی اگر کارگران در جریان هوای خنک نقطه‌ای قرار گیرند شرایط برای آن‌ها تحمل‌پذیرتر می‌شود.<sup>5</sup>

آزمایشگاه‌های تامین‌کننده شرایط خاص محیطی: در این مکان‌ها نقش تهویه مطبوع از یک آزمایشگاه تا آزمایشگاه دیگر تفاوت می‌کند.<sup>6</sup> در یکی، دمای محیطی باید در 40°C- حفظ شود تا موتورهای در دماهای پایین آزمایش شوند، در دیگری دما و رطوبت بالا برای مطالعه رفتار حیوانات در شرایط اقلیمی استوایی<sup>7</sup> باید تامین شود.

چاپخانه‌ها: کنترل رطوبت یکی از دلایل اصلی کاربرد تهویه مطبوع در چاپخانه‌ها است. در بعضی از فرآیندهای چاپ، کاغذ از پرس‌های متعدد و

متفاوتی باید عبور کند و تهویه مطبوع باید برای تامین شرایط چاپ برقرار باشد. سایر مشکلاتی که به لحاظ رطوبت نامناسب ایجاد می‌شود عبارت از الکتریسیته ساکن، پیچ خوردن یا کمانش کاغذ یا عدم امکان خشک شدن جوهر است.

کارخانه‌های نساجی: منسوجات مانند کاغذ به تغییرات رطوبت و به میزان کمتری به تغییرات دما حساس هستند. نخ در کارخانه‌های نساجی نوین با سرعت زیادی گردانده می‌شود و باید از ایجاد تغییرات در میزان انعطاف و مقاومت آن و بروز الکتریسیته ساکن اجتناب شود. قطعات دقیق و اتاق‌های پاکیزه: تهویه مطبوع برای تولیدکنندگان قطعات فلزی دقیق دارای نقش سه‌گانه است: حفظ دما به نحوی که باعث انقباض و انبساط فلز نشود، حفظ رطوبت به نحوی که از زنگ زدن فلز جلوگیری شود و فیلتره کردن هوا برای به حداقل رساندن گردوخاک در آن. فن‌آوری اتاق‌های پاکیزه<sup>۳</sup> (تصویر 3) برای طراحی و ساخت مکان‌هایی پدید آمده که در آن‌ها قطعه‌های الکترونیکی و سایر مواد تولید می‌شود. مواد و تجهیزات عکاسی: صنایع تولیدات عکاسی یکی از بزرگ‌ترین کاربرهای تهویه مطبوع و تبرید است. مواد خام مورد استفاده در عکاسی در دماها و رطوبت‌های بالا سریعاً فاسد می‌شوند و سایر موادی که در پوشش فیلم‌ها به کار می‌روند نیاز به کنترل دقیق دما دارند.

اتاق‌های رایانه: سامانه تهویه مطبوع در اتاق‌های رایانه دما و رطوبت و پاکیزگی هوا را کنترل می‌کند. بعضی از قطعات الکترونیکی اگر خیلی گرم شوند خوب کار نمی‌کنند و برای جلوگیری از افزایش نقطه‌ای دما در این اتاق‌ها دمای آن‌ها باید در دامنه 20 تا 32°C حفظ شود. قطعات الکترونیکی در رایانه‌ها حتی در دماهای کمتر از این به نحو مناسبی کار می‌کنند ولی این دما مصالحه‌ای است که برای ساکنان اتاق نیز مناسب است. رطوبت نسبی بین 30 تا 45 درصد برای این اتاق‌ها مناسب است. برای تسهیل در عملکرد چاپگرها بهتر است هوای اتاق فیلتر شود.

نیروگاه‌ها: نیروگاه‌های بخاری عرفاً از طریق تهویه با هوای بیرون برای کارگران قابل تحمل می‌شده است. امروزه فشردگی تجهیزات و افزایش شدت جریان‌های حرارتی، فضای کافی برای کانال‌های هوا باقی نمی‌گذارند. در نیروگاه‌های نوین برای تامین سرمایش اتاق‌ها از فن کویل‌های سردکننده هوا استفاده می‌شود که آب سرد شده را از طریق لوله به آن‌ها منتقل می‌سازند و این لوله‌ها فضای بسیار کمتری نسبت به کانال هوا اشغال می‌کنند.

تهویه مطبوع ساختمان‌های مسکونی

هرساله در امریکا تقریباً 5 میلیون دستگاه تهویه مطبوع اتاقی به فروش می‌رسد و اغلب آن‌ها در خانه‌های مسکونی مورد استفاده قرار می‌گیرد. انواع دیگر دستگاه‌های تهویه مطبوع مناسب برای ساختمان‌های

مسکونی، سامانه مرکزی یا یگانه هستند که در این‌ها، واحد چگالنده شامل کمپرسور و چگالنده در خارج از خانه نصب شده و کویل‌های تبخیرکننده در داخل کانال توزیع هوا نصب می‌شوند. فروش سالانه این طبقه از دستگاه‌های تهویه مطبوع بین 3 تا 5 میلیون است.

در چند دهه گذشته در امریکا توزیع جمعیت در جهت انتقال به منطقه کمربند خورشیدی واقع در جنوب کشور بوده است. رهبران صنایع تهویه مطبوع اعتقاد دارند که بدون استفاده گسترده از دستگاه‌های تهویه مطبوع در منزل‌ها، محیط‌های کار، محل‌های تجاری و تفریحی چنین تغییر جمعیت‌نگاری امکان‌پذیر نمی‌شد.

سامانه دیگری که اهمیت آن روبه افزایش است و ترکیبی از سرمایش و گرمایش برای محل‌های مسکونی را تامین می‌کند، پمپ حرارتی است. این دستگاه ابتدا در سال‌های 1950 در میان این خوش‌بینی که به‌زودی تجهیزات رقیب را متروکه می‌کند وارد بازار شد. با این همه این بازار جدید دچار مشکل گردید زیرا نقص مکانیکی در آن زمان در این دستگاه‌ها زیاد بود. بهبود طراحی و کیفیت تولید باعث ظهور مجدد پمپ حرارتی در سال‌های 1980 در امریکا شد به نحوی که فروش سالانه آن در امریکا در حال حاضر بین 0.5 تا 1 میلیون دستگاه است.

تهویه مطبوع خودروها

بیشترین کاربرد دستگاه‌های تهویه مطبوع در خودروهای سواری است<sup>۴</sup> به نحوی که فروش سالانه آن بین 5 تا 10 میلیون دستگاه است. البته در بسیاری دیگر از خودروها شامل اتوبوس، قطار، کامیون، خودروهای تفریحی، تراکتورها، کابین جرثقیل‌ها و هواپیماها و کشتی‌ها نیز از این تجهیزات استفاده می‌شود (تصویر 4). عامل اصلی بار سرمایی در این نوع خودروها، بار تابشی خورشیدی است البته در مورد وسایل حمل‌ونقل عمومی گرمای منتشرشونده از افراد نیز از عوامل ایجاد بار سرمایی است. بارها دارای تغییرات بسیار سریعی بوده و شدت بر واحد حجم آن در مقایسه با تهویه مطبوع ساختمان‌ها زیاد است.



◀ تصویر (3): یک اتاق پاکیزه

انواع گوشت فوراً بعد از ذبح به منظور حفظ کیفیت، منجمد شوند. سپس از طریق کامیون‌ها یا واگن‌های سرخانه‌دار به انبارهای سردخانه‌ای (تصویر 6) منتقل شوند. در این انبارها این اقلام در دمای 20- تا 23°C- معمولا برای چندین ماه نگهداری می‌شوند. برای حفظ کیفیت بالای انواع ماهی دمای نگهداری از این هم کمتر است.

توزیع: مواد غذایی از انبار سردخانه‌ای به فروشگاه‌های مواد غذایی به منظور تجدید موجودی انبار فروشگاه منتقل می‌شود. این مواد غذایی در فروشگاه درون ویترین‌های سرد در دمای 3 تا 5°C برای لبنیات و میوه‌ها و سبزی‌های منجمد نشده و در 20- درجه برای مواد غذایی منجمد شده و بستنی نگهداری می‌شود. در آمریکا هر ساله در حدود 100000 ویترین سرد فروخته می‌شود.

نهایتاً مصرف‌کننده، مواد غذایی را در یخچال یا فریزر خانگی تا زمان مصرف نگهداری می‌کند. هر ساله در آمریکا 5 میلیون دستگاه یخچال و فریزر فروخته می‌شود. در دهه‌های گذشته قیمت اولیه و شکل ظاهری در طراحی و تولید یخچال‌های خانگی دارای اهمیت شایانی بوده است. با این همه، نیاز به صرفه‌جویی در انرژی<sup>11</sup> چالش‌های مهندسی جدیدی در طراحی این دستگاه‌ها ایجاد کرده است.

#### فرآوری مواد غذایی

بعضی از مواد غذایی علاوه بر انجماد و نگهداری در انبار سردخانه‌ای نیاز به فرآوری دارند و این فرآوری‌ها به نوبه خود الزام به انجماد این مواد دارند.

لبنیات: مهم‌ترین ماده این گروه شیر، بستنی و پنیر است. برای پاستوریزه کردن شیر، دمای آن تقریباً تا 73°C افزایش می‌یابد و سپس در حدود 20 ثانیه در این دما نگهداری می‌شود. سپس شیر تا دمای 3 تا 4 درجه برای نگهداری، سرد می‌شود. در تولید بستنی<sup>12</sup>، اجزای آن ابتدا پاستوریزه شده و سپس کاملاً مخلوط می‌شود. فریزر دما را تا 5°C- کاهش می‌دهد. در این دما مخلوط سفت شده ولی هنوز به قدر کفایت برای پرکردن ظرف روان است. از این به بعد بستنی در دماهای پایین‌تر از انجماد نگهداری می‌شود.

صدها نوع پنیر در بازار موجود است که هر یک فرآوری خاص خود را دارند ولی فرآوری متداول آن‌ها عبارت است از رساندن دمای شیر به 30 درجه و سپس افزودن چندین نوع مواد مختلف از جمله پنیر مایع. بخشی از این مخلوط به صورت دانه‌هایی جامد می‌شود که از آن مایع کشک تخلیه می‌شود. پنیر باید در دمای تقریبی 10 درجه، مدتی در اتاق‌های سرد برای عمل آمدن باقی بماند.

نوشابه‌ها: سردسازی برای تولید نوشابه‌هایی مانند آب میوه غلیظ، مالشعیر و شربت‌ها نقش اساسی دارد. مزه بسیاری از نوشابه‌ها با ارائه

#### انبارسازی و توزیع مواد غذایی

بسیاری از مواد غذایی مانند گوشت، ماهی، میوه‌ها و سبزی‌ها فاسد شدنی است و با انجماد آن‌ها زمان مصرف آن‌ها طولانی‌تر می‌شود. میوه‌ها، سبزی‌ها و گوشت‌های فرآوری شده مانند سوسیس در دمای کمی بالاتر از دمای انجماد نگهداری می‌شوند تا زمان مصرف آن‌ها افزایش یابد. سایر گوشت‌ها، ماهی، سبزی‌ها و میوه‌ها منجمد شده و چندین ماه در دماهای پایین نگهداری می‌شوند تا زمانی که از حالت انجماد خارج شده و توسط مصرف‌کننده پخته شوند.

زنجیره مواد غذایی منجمد به صورت نوعی شامل حلقه‌های زیر است: انجماد، انبارسازی در انبارهای سردخانه‌ای، قرار گرفتن در ویترین سرد شده فروشگاه‌ها و نهایتاً انبار شدن در فریزر منازل یا محفظه انجماد یخچال‌های خانگی.

انجماد: کوشش‌های اولیه برای منجمد کردن مواد غذایی منجر به محصولی شد که آغشته از رشته‌های یخی بلور شده بود تا این که روشی کشف شد که وفق آن، دما باید از ناحیه دمای انجماد سریعاً کاهش یابد. روش‌های انجماد مواد غذایی شامل انجماد با دمیدن هوای بسیار سرد است. 10 در این روش دمای هوا 30°C- است که با سرعت زیاد به بسته‌بندی‌های مواد غذایی که روی پالت‌های قابل حمل و نقل قرار گرفته‌اند دمیده می‌شود، روش دیگر انجماد تماسی است که مواد غذایی بین صفحات فلزی بسیار سرد قرار می‌گیرند. انجماد در حالت غوطه‌وری روش دیگر انجماد مواد غذایی است که در آن مواد غذایی درون شورآب با دمای کم قرار می‌گیرند، انجماد با بستن مایع شده که ذرات جداگانه روی تسمه نقاله حمل شده و با جریان هوای سرد روبه بالا در حالت معلق قرار می‌گیرند (تصویر 5)، بالاخره، انجماد با مواد کرایوژنیک مانند ازت مایع و دی‌اکسید کربن روش دیگر در این دسته‌بندی است.

انبار کردن: میوه‌ها و سبزی‌ها بعد از چیدن باید سریعاً و همچنین



تصویر (4): دستگاه تهویه مطبوع یک کامیون

اجزای آن جدا ساخت به نحوی که ماده‌ای که دمای نقطه جوش بالا دارد به صورت فیزیکی از بقیه مخلوط جدا شود. در مواردی در کارخانه‌های پتروشیمی (تصویر 8) هیدروکربن‌هایی مانند پروپان به عنوان سیال مبرد (سیال سردساز) به کار می‌روند. پروپان از نظر هزینه در مقایسه با سایر سیال‌های مبرد ارزان‌تر است و کارخانه برای کار با مواد قابل اشتعال کاملا مجهز می‌شود. در کاربردهای دیگر، واحدهای سردساز جداگانه مانند واحدهای بزرگ یکپارچه وفق تصویر (9) برای فرآیند سرماسازی به کار می‌روند.

#### کاربردهای خاص سردسازی

دیگر کاربردهای سردسازی و تهویه مطبوع از نظر اندازه و ظرفیت متفاوت بوده و از دستگاه‌های کوچک تا مقیاس‌های بزرگ صنعتی تغییر می‌کنند.



تصویر (5): منجمد کردن نخود فرنگی روی تسمه نقاله‌های با بسترهای شده



تصویر (6): یک انبار سردخانه‌ای

آن‌ها به صورت سرد بهبودی قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. آب میوه غلیظ شده به لحاظ کیفیت بالا و قیمت مناسب، محبوب است. تغلیظ آب میوه در نزدیکی باغ میوه و حمل متعاقب آن به شکل منجمد، از حمل آب میوه خام کم‌هزینه‌تر است. برای حفظ مزه آب میوه، آب آن باید در دمای کم تبخیر شود بنابراین همه این فرآوردی باید در فشار کمتر از فشار محیط انجام شود.

در صنعت مالشعیرسازی سردسازی برای کنترل فرآیند تخمیر و حفظ برخی از محصولات واسطه و نهایی به کار می‌رود. فرآیند کلیدی در تولید الکل فرآیند تخمیر است که واکنشی گرمازا است. برای تولید مالشعیر نوع لاگر واکنش تخمیر باید در دمای 8 تا 12°C انجام شود که توسط سردسازی محقق می‌شود. از این نقطه در فرآیند، مالشعیر به صورت حجمی انبار شده و سپس درون بطری یا گالن (تصویر 7) در شرایط سرد شده وارد می‌شود.

دلیل اصلی سردسازی محصولات نانوائی تطبیق عرضه و تقاضا و جلوگیری از اتلاف است. بسیاری از انواع نان‌ها و کلوچه‌ها پس از پخت برای ماندگاری بیشتر در ویتترین و قبل از عرضه به مصرف‌کننده منجمد می‌شوند. روشی که محصولات نانوائی تازه را در هر فروشگاه بزرگ (با حفظ بوی معطر نان) تامین می‌کند و ضمنا دارای مزیت تولید انبوه است، آماده‌سازی خمیر در یک مرکز، انجماد آن و سپس حمل به فروشگاه‌های بزرگ است که وفق تقاضا در آنجا پخته شود.

بعضی از محصولات غذایی و زیست‌شناختی در اثر انجماد خشک نگهداری می‌شوند که در آن فرآیند، محصول ابتدا منجمد و سپس از طریق تصعید (تبدیل آب از حالت یخ به بخار آب) خشک می‌شود. این فرآیند در حالت خلا انجام می‌شود و ضمنا گرما برای تامین گرمای تصعید با دقت به آن داده می‌شود. بعضی از تولیدکنندگان قهوه فوری برای تولید این محصول، فرآیند انجماد خشک را به کار می‌برند.

#### صنایع شیمیایی و فرآیندی

صنایع شیمیایی و فرآیندی شامل صنایع تولید مواد شیمیایی، پالایشگاه‌های نفتی، کارخانه‌های پتروشیمی، صنایع کاغذ و خمیر کاغذ و غیره هستند. این صنایع به عملیات مهندسی برای سردسازی نیاز دارند زیرا هر تاسیساتی متفاوت بوده و هزینه هر یک نیز زیاد است. بعضی از وظایف بااهمیت که توسط سردسازی در صنایع شیمیایی و فرآیندی تامین می‌شوند<sup>3</sup> عبارتند از: (1) جداسازی گازها، (2) تقطیر گازها، (3) انجماد یک ماده در مخلوط به منظور جداسازی آن از دیگران، (4) نگهداری مایعات در دمای کم تا فشار آن‌ها از حدی مشخص افزایش نیابد، (5) حذف گرمای واکنش‌ها.

مخلوطی از گازهای هیدروکربن را می‌توان با سرد کردن مخلوط، به



ریشه‌های تهویه مطبوع و تبرید

این فرآیند شامل برجسته کردن عناصر اساسی مسئله یا طراحی، ساده کردن یا ایده‌آلی نمودن سامانه‌ای که قرار است طراحی یا تحلیل شود به شکل مدل و کاربرد قوانین فیزیکی برای تامین نتایج لازم است.

مفاهیم، مدل‌ها و قوانین

ترمودینامیک و انتقال حرارت از یک‌سری مفاهیم عمومی براساس مشاهدات جهان فیزیکی، مدل‌های مشخص و قوانین لازم برای حل مسائل و طراحی سامانه‌ها پدید آمده‌اند. جرم و انرژی دو مفهوم پایه هستند که دانش مهندسی از آن‌ها رشد کرده است. همه ما از تجارب خود تصویری از این‌ها داریم ولی در بیان تعریفی ساده و مجمل در حد یک جمله از جرم و انرژی با مشکل مواجه می‌شویم. اگرچه به اندازه کافی با این مفاهیم آشنا هستیم که تشخیص دهیم آن‌ها عناصر اصلی در تعریف ما از جهان فیزیکی اطراف ما هستند.

از آن جایی که جهان فیزیکی بسیار پیچیده است، عملاً توصیف آن غیر ممکن است. حتی اگر امکان‌پذیر بود چنین توصیف مفصلی برای هدف‌های مهندسی بسیار زمان‌بر بود. یکی از مهم‌ترین دستاوردهای دانش مهندسی توسعه مدل‌هایی فیزیکی بوده است که با وجود تقریبی بودن آن‌ها به‌قدر کفایت نتایج دقیق و قابل درکی ایجاد می‌کنند. مدل نیوتن که رابطه نیرو با جرم و شتاب را ایجاد نمود نمونه‌ای از این مدل‌ها است. اگرچه از این مدل نمی‌توان به‌شکل عمومی در همه موارد استفاده کرد ولی برای دامنه‌ای از کاربردها بسیار مفید است. مدل‌ها به‌خودی خود دارای ارزش چندانی نیستند مگر این که بتوان آن‌ها را در قالب‌های ریاضی مناسب وارد کرد. بیان ریاضی مدل‌ها به شکل معادله‌ها و قوانینی هستند که به علوم مهندسی امکان می‌دهند تا پدیده‌های طبیعی را توضیح داده و پیش‌بینی کنند. قوانین اول و دوم ترمودینامیک و معادله‌های زمانی انتقال حرارت نمونه‌های مرتبط در اینجا هستند. در این مقاله کاربرد این مفاهیم، مدل‌ها و قوانین در توضیح، طراحی و تحلیل سامانه‌های حرارتی در ساختمان‌ها و در صنایع فرآیندی مورد بحث قرار خواهند گرفت.

خاصیت‌های ترمودینامیکی

عناصر اساسی دیگر در تحلیل سامانه‌های حرارتی تعیین خاصیت‌های ترمودینامیکی مناسب است. خاصیت عبارت از هر مشخصه یا ویژگی ماده است که قابل ارزیابی کمی باشد. دما، فشار و چگالی همگی از این خاصیت‌ها هستند. کار و انتقال حرارت برحسب تغییرات خاصیت‌ها قابل ارزیابی می‌باشند ولی خود این کمیت‌ها خاصیت نیستند. خاصیت چیزی است که ماده «دارا» است ولی کار و انتقال حرارت بر روی سامانه «انجام» می‌شوند تا خاصیت‌ها را تغییر دهند. کار و گرما فقط در مرز

آبخوری‌ها؛ واحدهای کوچکی برای سردسازی و نگهداری آب مشروب طبق نیاز مصرف‌کننده هستند.

رطوبت‌گیری‌ها؛ دستگاه‌هایی هستند که برای رطوبت‌گیری در خانه‌ها و ساختمان‌ها به‌کار می‌روند و از یک واحد سردساز استفاده می‌کنند به‌نحوی که ابتدا هوا از کویل اوپراتور سرد عبور می‌کند و سرد شده و از رطوبت آن کاسته می‌شود، سپس هوا از روی کندانسور عبور کرده و به اتاق رانده می‌شود.

یخ‌سازها؛ تولید یخ در یخچال‌های خانگی نیز انجام می‌گیرد، یخ‌سازها در رستوران‌ها و هتل‌ها به‌کار گرفته می‌شوند و یخ‌سازهای صنعتی بزرگ در کارخانه‌های فرآوری مواد غذایی و شیمیایی مورد استفاده قرار می‌گیرند. پیست‌های اسکی روی یخ؛ علاقه‌مندان به اسکی روی یخ و هاکی روی یخ نمی‌توانند برای انجام بازی مورد علاقه خود منتظر هوای سرد بمانند تا یخ طبیعی تشکیل شود. لوله‌های حامل سیال سرد یا شورآب سرد که در ماسه یا خاک اره قرار می‌گیرند و آب روی آن‌ها ریخته و منجمد می‌شود برای ایجاد پیست اسکی به‌کار می‌روند.<sup>14</sup>

صنعت ساختمان؛ سردسازی در صنعت ساختمان برای انجماد خاک و به‌منظور حفاری به‌کار گرفته می‌شود. کاربرد دیگر سردسازی، سرد کردن حجم‌های بزرگ بتن است<sup>15</sup> (واکنش شیمیایی که در سخت شدن بتن رخ می‌دهد گرمازا بوده و این گرما باید دفع شود تا در بتن حاصله انبساط و تنش ایجاد نگردد). ممکن است بتن با سرد کردن شن و ماسه، آب و سیمان قبل از اختلاط وفق تصویر (10) یا با قراردادن لوله‌های ناقل آب سرد در آن سرد شود.

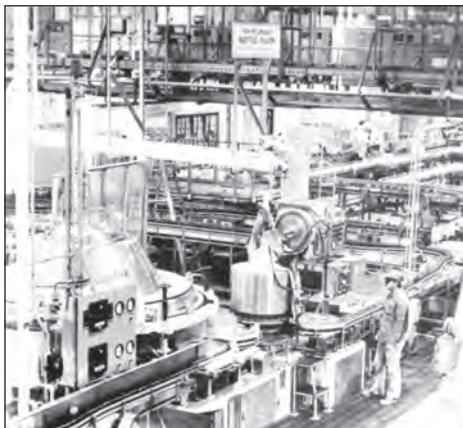
نمک‌زدایی از آب دریا؛ یکی از روش‌های موجود برای نمک‌زدایی از آب دریا<sup>16</sup> انجماد آن و ایجاد یخ نسبتاً بدون نمک و جدا کردن این یخ از آب دریا و ذوب و تهیه آب بدون نمک از آن است. نتیجه

صنعت سردسازی و تهویه مطبوع دارای مشخصه رشد دائم است. این صنعتی با ثبات بوده، در آن بازارهای جایگزین با کاربردهای جدید وارد شده و به سلامت آن کمک می‌کنند.

هزینه زیاد انرژی از سال‌های 1970 چالش فنی زیادی برای مهندسان ایجاد کرده است. رویکردهای ابتکاری برای بهبود بازده تجهیزات که زمانی غیرعملی به‌نظر می‌رسید هم‌اکنون به‌طور جدی مورد بررسی قرار گرفته و غالباً اقتصادی بودن آن‌ها به اثبات می‌رسد. نمونه آن بازیابی گرمای کم‌دما (90 تا 110°C) توسط پمپ حرارتی است (که سامانه‌ای سردکننده است). روزهای طراحی سامانه‌های دارای هزینه اولیه نازل بدون ملاحظات مربوط به هزینه بهره‌برداری به پایان رسیده است.

اصول حرارتی





تصویر (7): سردسازی در صناعی مانند نوشابه سازی  
فرآیندی اساسی است



تصویر (8): تاسیسات سردسازی در یک کارخانه  
پتروشیمی. در ساختمان نشان داده شده، کمپرسورهای  
سردسازی نصب شده‌اند که به 6500 کیلووات توان برقی  
نیاز دارند. سایر تجهیزات مربوط به سردسازی در کنار  
ساختمان کمپرسورها نصب شده‌اند.

اتمسفیر استاندارد و دمای  $25^{\circ}\text{C}$  تقریباً برابر  $1.2 \text{ kg/m}^3$  است.  
مثال 1: جرم هوایی را محاسبه کنید که اتاقی به ابعاد 4 در 6 و  
ارتفاع 3 متر را پر کرده است در صورتی که حجم مخصوص هوا  $0.83 \text{ m}^3/\text{kg}$   
باشد.  
حل:  
حجم اتاق  $72 \text{ m}^3$  است و بنابراین جرم هوای اتاق برابر است با:

$$\frac{72 \text{ m}^3}{0.83 \text{ m}^3/\text{kg}} = 86.7 \text{ kg}$$

سامانه قابل اندازه‌گیری هستند و مقدار انرژی انتقال یافته بستگی به  
چگونگی انجام این تغییرات دارد.

از آنجایی که محور ترمودینامیک انرژی است، همه خاصیت‌های  
ترمودینامیکی با انرژی مرتبط هستند. حالت یا شرایط ترمودینامیکی  
یک سامانه با مقدار خاصیت‌های آن تعریف می‌شود. در بررسی‌های ما  
حالت‌های تعادل مطالعه و مشخص می‌شود و برای یک ماده ساده دو  
خاصیت ترمودینامیکی شدنی، حالت را مشخص خواهند کرد. برای  
مخلوطی از مواد مانند هوای خشک و بخار آب لازم است سه خاصیت  
ترمودینامیکی برای بیان حالت تعریف شود. با مشخص شدن حالت ماده،  
سایر خاصیت‌های ترمودینامیکی آن را می‌توان تعیین کرد زیرا متغیرهای  
مستقل نیستند.

خاصیت‌های ترمودینامیکی اصلی موردنظر در این مقاله عبارتند از  
فشار، چگالی و حجم مخصوص، گرمای ویژه، انتالپی، انتروپی و عیار  
حالت مایع - بخار.

دما: دمای یک ماده (t) بیان‌کننده حالت حرارتی آن و توانایش  
برای تبادل انرژی با ماده دیگری است که در تماس با آن است. بنابراین،  
ماده‌ای که دمای بیشتری داشته باشد انرژی را به دیگری که دمای  
کمتری دارد منتقل می‌کند. در مقیاس سلسیوس نقاط مرجع عبارتند از  
نقطه انجماد آب ( $0^{\circ}\text{C}$ ) و نقطه جوش آب ( $100^{\circ}\text{C}$ ).

دمای مطلق (T) تعداد درجات بالاتر از  
صفر مطلق است و برحسب کلوین (K) بیان  
می‌شود، بنابراین  $T = t + 273^{\circ}\text{C}$ . از آنجایی که فاصله واحد دما در دو  
مقیاس دما یکسان است، اختلاف دماهای سلسیوس برحسب کلوین  
بیان می‌شود.

فشار: فشار (p) نیروی عمودی است که یک سیال بر سطح واحد  
وارد می‌کند. فشار مطلق معیاری از فشارنسبت به فشار صفر است، فشار  
نسبی فشاری است که نسبت به اتمسفر موجود اندازه‌گیری می‌شود.  
واحد مورد استفاده برای بیان فشار، نیوتن بر مترمربع ( $\text{N/m}^2$ ) است  
که پاسکال (Pa) نیز نامیده می‌شود. نیوتن واحد نیرو است.

فشار اتمسفر استاندارد برابر است با:  $101,325 \text{ Pa} = 101.3 \text{ kPa}$   
فشارها با ادواتی مانند فشارسنج یا مانومتر سنجیده می‌شوند، این  
ادوات در تصویر (11) به صورت شمایی نشان داده شده‌اند. از آنجایی که  
یک انتهای مانومتر به اتمسفر باز می‌شود، اختلاف ارتفاع ستون آب در دو  
لوله مشخص‌کننده فشار نسبی، همانند فشارسنج نسبی مجاور آن است.  
چگالی و حجم مخصوص: چگالی ( $\rho$ ) یک سیال، جرم واحد حجم  
سیال است، حجم مخصوص ( $v$ ) سیال، حجم واحد جرم آن است.  
چگالی و حجم مخصوص، عکس یکدیگر هستند. چگالی هوا در فشار



تصویر (10): پیش‌سرد کردن مواد برای بتن‌سازی در یک سد

انتالپی: اگر فرآیند فشار ثابت که در بالا ذکر شد با محدودیت بیشتری همراه شود و اجازه انجام کار روی ماده مثلاً توسط کمپرسور داده نشود، گرمای اضافه یا کسر شده در واحد جرم برابر با تغییر در انتالپی ماده خواهد بود. جدول‌ها و نمودارهای انتالپی (h) برای بسیاری از مواد موجود هستند. این مقادیر انتالپی براساس یک مبنای دلخواه انتخاب می‌شود. برای مثال، مبنای انتخابی برای آب و بخار آب انتالپی صفر برای آب صفر درجه است. براساس این مبنا انتالپی آب در 100°C برابر با 419.06 kJ/kg و انتالپی بخار آب در 100°C برابر 2676 kJ/kg است. از آنجایی که تغییر در انتالپی مقدار حرارتی است که در واحد جرم در فرآیند با فشار ثابت افزوده و یا کسر می‌شود، تغییر انتالپی آب در مثال (2) برابر 46.1 kJ/kg است. تغییر نرخ انتقال حرارت در فرآیندهای تبخیر و تقطیر نیز برحسب تغییرات انتالپی بیان می‌شود، برای مثال، در دیگ بخار که آب تبخیر می‌شود یا کویل‌های تهویه مطبوع که بخار روی آن‌ها مایع می‌شود.

مثال 3: آب با گذر جرمی 0.06 kg/s و دمای 90°C که انتالپی آن در این دما برابر با 376.9 kJ/kg است وارد یک دیگ بخار می‌شود. آب به صورت بخار در دمای 100°C دیگ را ترک می‌کند. نرخ حرارت افزوده شده به آب در این دیگ چه میزان است؟

حل: تغییر در انتالپی در این فرآیند با فشار ثابت برابر است با:

$$\Delta h = 2676 - 377 \text{ kJ/kg} = 2299 \text{ kJ/kg}$$

نرخ انتقال حرارت به آب در این فرآیند تبدیلی برابر است با:

$$(0.06 \text{ kg/s}) (2299 \text{ kJ/kg}) = 137.9 \text{ kW}$$

آنتروپی: اگرچه آنتروپی (s) دارای مفهوم فنی و فلسفی با اهمیتی است ولی در این مقاله از این خاصیت به روش محدود و مشخصی استفاده خواهد شد. آنتروپی در بسیاری از جداول خاصیت‌ها و نمودارها ظاهر می‌شود، بنابراین در اینجا توضیح داده می‌شود تا برای خواننده

گرمای ویژه: گرمای ویژه یک ماده مقدار انرژی لازم برای بالابردن دمای واحد جرم آن به اندازه 1 K است. از آنجایی که مقدار این کمیت وابسته به چگونگی انجام فرآیند است، روش افزودن یا حذف حرارت باید ذکر شود. متداول‌ترین حالت‌های توصیف گرمای ویژه عبارتند از گرمای ویژه در حجم ثابت (C<sub>v</sub>) و گرمای ویژه در فشار ثابت (C<sub>p</sub>). تعریف دوم از نظر کاربرد مفیدتر است زیرا در اغلب فرآیندهای گرمایش و سرمایش که در تهویه مطبوع و تبرید رخ می‌دهند کاربرد دارد. گرمای ویژه تقریبی چند ماده مهم عبارت است از:

$c_p =$	$\begin{cases} 1.0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \\ 4.19 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \\ 1.88 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{cases}$	هوای خشک آب بخار آب
---------	--	---------------------------

J واحد انرژی یا ژول است.

مثال 2: نرخ گرمای ورودی به آبگرمکنی را تعیین کنید که 0.4 kg/s آب را از دمای 82°C به 93°C برساند.

حل: فشار آب در گذر از این دستگاه اصولاً ثابت باقی می‌ماند، بنابراین در این مثال، C<sub>p</sub> کاربرد دارد. مقدار انرژی که به شکل گرما به هر کیلوگرم آب اضافه می‌شود عبارت است از:

$$(4.19 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(93 - 82^\circ\text{C}) = 46.1 \text{ kJ/kg}$$

واحدهای دو طرف معادله باید یکسان باشند، از آنجایی که اختلاف دما چه برحسب °C و چه برحسب K بیان شود تفاوتی ندارد، بنابراین طرفین این رابطه دارای واحدهای یکسانی هستند. برای تکمیل این مثال باتوجه به گذر جرمی 0.4 kg/s که از آب گرمکن عبور می‌کند بنابراین نرخ گرمای ورودی عبارت است از:

$$(0.4 \text{ kg/s}) (46.1 \text{ kJ/kg}) = 18.44 \text{ kJ/s} = 18.44 \text{ kW}$$



تصویر (9): واحد سردساز یکپارچه دومرحله‌ای برای تقطیر گاز کربنیک در دمای -32°C



ناآشنا نباشد. در زیر دو کاربرد این خاصیت ذکر می‌شود:

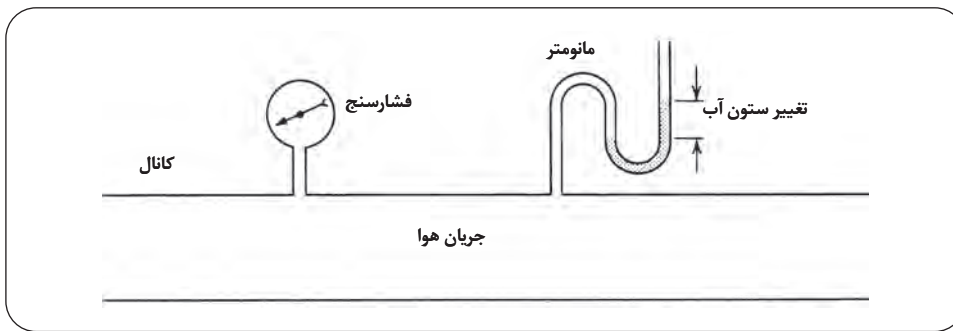
1. اگر گاز یا بخاری بدون اصطکاک متراکم یا منبسط شود، یعنی حرارتی در این فرآیند اضافه یا حذف نشود، آنتروپی ماده ثابت باقی می‌ماند.

2. در فرآیند ذکر شده در حالت 1، تغییر انتالپی نشان‌دهنده مقدار کار بر واحد جرم است که در تراکم مورد نیاز بوده یا در اثر انبساط حاصل می‌شود. بزرگ‌ترین کاربردی که در این مقاله برای آنتروپی داریم، خواندن خطوط آنتروپی ثابت روی نمودارها در محاسبه کار تراکم در چرخه‌های تبرید تراکم - بخار خواهد بود. خاصیت‌های مایع - بخار: در اغلب سامانه‌های گرمایی و سرمایی، موادی به‌کار می‌روند که در چرخه فرآیندی از حالت‌های مایع و بخار گذر می‌کنند. بخار آب و سیال‌های مبرد نمونه‌های اصلی چنین موادی هستند. از آنجایی که فشارها، دماها و انتالپی‌ها خاصیت‌های کلیدی در این تغییرات هستند، رابطه بین این خاصیت‌ها در جداول فهرست شده یا در نمودارها نمایش داده شده است، نمونه آن‌ها نمودار فشار - انتالپی است که در تصویر (2) نشان داده شده است.

سه ناحیه اصلی در این نمودار عبارتند از: (1) ناحیه مایع فرورسرد شده در سمت چپ نمودار، (2) ناحیه مایع - بخار در مرکز نمودار، (3) ناحیه بخار فراگرم شده در سمت راست نمودار. در ناحیه 1، فقط مایع، در ناحیه 3 فقط بخار و در ناحیه 2 مخلوط مایع و بخار به‌صورت توأم یافت می‌شود. خط جداکننده ناحیه‌های 2 و 3 خط بخار اشباع شده است. با حرکت به سمت راست در امتداد خط افقی در فشار ثابت از خط مایع اشباع شده به خط بخار اشباع شده، عیار مخلوط مایع و بخار از 100% مایع به 100% بخار تغییر می‌کند.

سه خط با دمای ثابت در تصویر (2) با دماهای  $t=50^{\circ}\text{C}$ ،  $t=100^{\circ}\text{C}$  و  $t=150^{\circ}\text{C}$  نشان داده شده است. وفق تجربیات ما، آب در فشارهای بالاتر با دماهای بالاتر به جوش می‌آید. اگر فشار برابر  $12.3\text{ kPa}$  باشد در





تصویر (11): فشار نسبی هوا در کانال که توسط فشارسنج نسبی و مانومتر اندازه‌گیری می‌شود

آب 50°C ولی در فشار 101 kPa در دمای 100°C به جوش خواهد آمد. همچنین در ناحیه بخار فراگرم شده دو خط با آنتروپی ثابت رسم شده است. مثال (4): اگر 9kg/s آب در 50°C به داخل دیگ بخار جریان یافته و گرم شده و سپس بخار شود و به دمای 150°C فراگرم شود و همه این فرآیندها در فشار اتمسفر انجام گردد، نرخ انتقال حرارت به آب چه میزان است؟

حل: فرآیند شامل سه بخش جداگانه است: (1) بالابردن دمای آب فرسرد به دمای اشباع، (2) تبدیل آب 100°C به بخار اشباع 100°C و (3) فراگرم کردن بخار 100°C به 150°C.

نرخ انتقال حرارت برابر حاصل ضرب گذر جرمی در تغییر انتالپی است. انتالپی آب ورودی در 50°C و فشار 101kPa برابر 209kJ/kg است که این عدد را می‌توان از تصویر (12) به صورت تقریبی تعیین کرد. انتالپی بخار فراگرم شده در 150°C و فشار 101kPa برابر 2745kJ/kg است. نرخ انتقال حرارت برابر است با:

$$q = (9 \text{ kg/s}) (2745 - 209 \text{ kJ/kg}) = 22,824 \text{ kW}$$

فرآیندهای ترمودینامیکی در اینجا تعاریف متعدد و مدل‌های مقدماتی و قوانین بیشتری مورد مطالعه قرار می‌گیرد و سپس مبحث به کاربردهای متنوع‌تری بسط خواهد یافت.

از آنجایی که انرژی در ترمودینامیک مفهوم محوری است، مدل‌ها و قوانین اساسی آن برای تسهیل در انجام تحلیل‌های انرژی و به‌عنوان مثال برای توضیح در مورد انرژی موجود در مواد و انتقال انرژی در آن‌ها، تدوین شده‌اند. تحلیل انرژی اساساً یک روش حسابداری است. در هر روش حسابداری هر چیزی که مورد بررسی است باید به روشنی تعیین هویت شود. در این مقاله از اصطلاح سامانه برای مشخص کردن شی یا مجموعه‌ای از اشیای مورد تحلیل یا مورد بحث استفاده می‌شود. سامانه ممکن است حجم معینی از یک مایع همگن یا به پیچیدگی یک شبکه کامل توزیع حرارت در یک ساختمان بزرگ باشد. در اغلب موارد، سامانه برحسب منطقه مشخصی از فضا تعریف می‌شود (که به آن حجم کنترل می‌گویند) و توسط یک سطح بسته محصور شده است که آن را مرز

قانون گازهای کامل همان‌طور که قبلاً ذکر شد، خاصیت‌های ترمودینامیکی یک ماده، همگی متغیرهای مستقلی نبوده بلکه به حالت ماده مربوط هستند. مدل ایده‌آلی گازها که فشار، دما و حجم مخصوص را به یکدیگر مرتبط می‌کند، به شکل زیر است:

$$p\nu = RT$$

که:  $p$  = فشار مطلق، Pa  
 $\nu$  = حجم مخصوص،  $\text{kg/m}^3$   
 $R$  = ثابت گازها =  $287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  برای هوا و  $462 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  برای بخار

$$\text{نیرو} = ma = m \frac{dV}{d\theta}$$

$$\text{جرم، } m = \text{kg}$$

$$\text{شتاب، } a = \text{m/s}^2$$

$$\text{سرعت، } V = \text{m/s}$$

$$\theta = \text{زمان، s}$$

هر شی که تحت تاثیر نیروی نامتوازن قرار گیرد، شتابی متناسب با نیروی وارده خواهد داشت. در این حالت جرم این شی مشخصه‌ای است که مقاومت آن را مقابل تغییرات سرعت مشخص می‌کند. دو جسم که شتاب یکسانی تحت تاثیر نیروهای مشابه‌ای داشته باشند دارای جرم یکسانی هستند. به علاوه مفهوم جرم اقتضا می‌کند که جرم مجموعه دو شی برابر مجموع جرم‌های هر یک است و اگر جسم همگنی به دو بخش مساوی تقسیم شود، دو جرم مساوی که هر یک نصف جرم اصلی است، ایجاد می‌شود. این معادله قانون پایستگی جرم است.

در مقوله فعلی اصل پایستگی جرم به این معنی است که در فرآیندهای تحلیل شده، جرم نه ایجاد می‌شود و نه از بین می‌رود. جرم می‌تواند در سامانه‌ای انبار شود یا بین سامانه و محیط انتقال یابد، ولی باید در هر

سامانه (یا سطح کنترل) می‌ماند. اندازه و شکل مرز سامانه دلخواه است و برای هر مسئله به نحوی مشخص می‌شود تا حسابداری برای تغییرات در انرژی انبار شده در سامانه یا انرژی انتقال یافته از مرز سامانه را تسهیل کند. آنچه در خارج مرزهای سامانه است، محیط نامیده می‌شود.

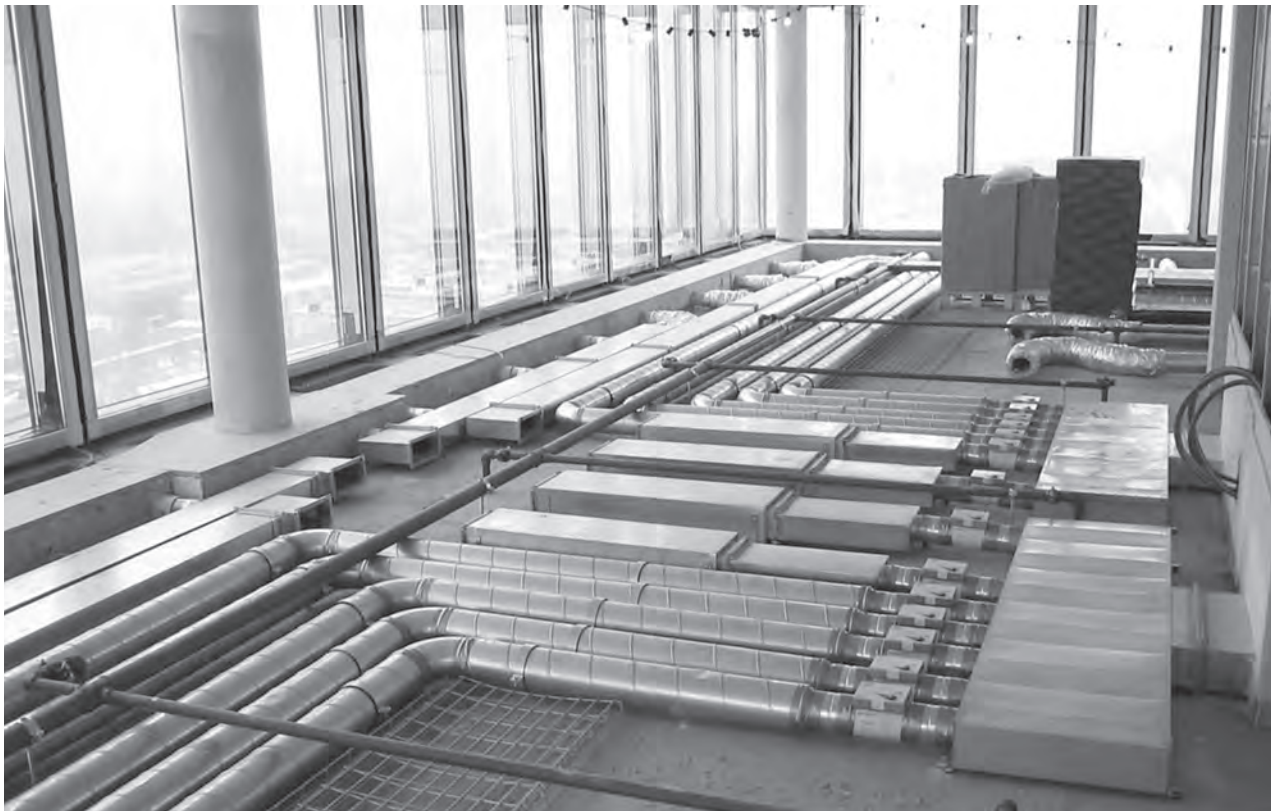
سامانه جریان سیال در تصویر (13) را در نظر بگیرید که جرم در نقطه 1 از محیط به سامانه و در نقطه 2 از سامانه به محیط منتقل شود. چنین سامانه‌ای برای تحلیل چیزی به سادگی یک پمپ یا به پیچیدگی یک ساختمان کامل به کار می‌رود. تعریف سامانه چهارچوب مدل‌هایی که برای توضیح اشیای واقعی در تحلیل‌های ترمودینامیکی به کار می‌روند را فراهم می‌کند.

گام بعدی در تحلیل، فرمول‌بندی قوانین اساسی به نحوی است که برای سامانه تعریف شده قابل کاربرد باشد. قوانین پایستگی جرم و انرژی بهترین نمونه‌ها را تشکیل می‌دهند، ما آن‌ها را به دفعات در همه جنبه‌های طراحی تهویه مطبوع و تبرید به کار خواهیم برد.

اصل پایستگی جرم

جرم مفهومی اساسی است و بنابراین به آسانی قابل تعریف نیست.

یکی از تعاریف آن به کمک قانون دوم نیوتن نشان داده می‌شود:



روش تحلیلی به حساب بیاید. تصویر (13) را در نظر بگیرید، با ورود جریان جرمی به داخل یا خروج از آن، جرم سامانه در زمان تغییر می‌کند. فرض کنید در افزایش زمان  $d\theta$  جرم  $\delta m_1$  به سامانه وارد شود و جرم  $\delta m_2$  آن را ترک کند. اگر جرم سامانه در زمان  $\theta$  برابر  $m_\theta$  و در زمان  $\theta + \delta\theta$  برابر  $m_{\theta + \delta\theta}$  باشد، پایستگی جرم ایجاب می‌کند که:

$$m_\theta + \delta m_1 = m_{\theta + \delta\theta} + \delta m_2$$

با تقسیم طرفین رابطه فوق بر  $\delta\theta$  داریم:

$$\frac{m_\theta + \delta m_1 - m_\theta}{\delta\theta} + \frac{\delta m_2}{\delta\theta} - \frac{\delta m_1}{\delta\theta} = 0$$

اگر گذر، صورت زیر بیان کنیم خواهیم داشت:

$$\dot{m} = \frac{\delta m}{\delta\theta}$$

نرخ تغییرات را در هر لحظه می‌توان نوشت:

$$\frac{dm}{d\theta} + \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0$$

اگر نرخ تغیر جرم سامانه صفر باشد:

$$\frac{dm}{d\theta} = 0 \quad \text{و} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

و در این حالت جریان پایدار خواهد بود. جریان پایدار در تحلیل‌های

ما کاربردهای زیادی خواهد داشت.

معادله انرژی جریان پایدار

در اغلب سامانه‌های تهویه مطبوع و تبرید، گذر جریان جرمی از

لحظه‌ای تا لحظه بعد تغییری نمی‌کند (یا در صورتی هم که تغییر کند،

$$(1) \quad \dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + q - \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) - W = \frac{dE}{d\theta}$$

اجزای فرمول (2) عبارتند از:

$\dot{m}$  = گذر جرمی جریان، kg/s

$h$  = انتالپی، J/kg

$V$  = سرعت، m/s

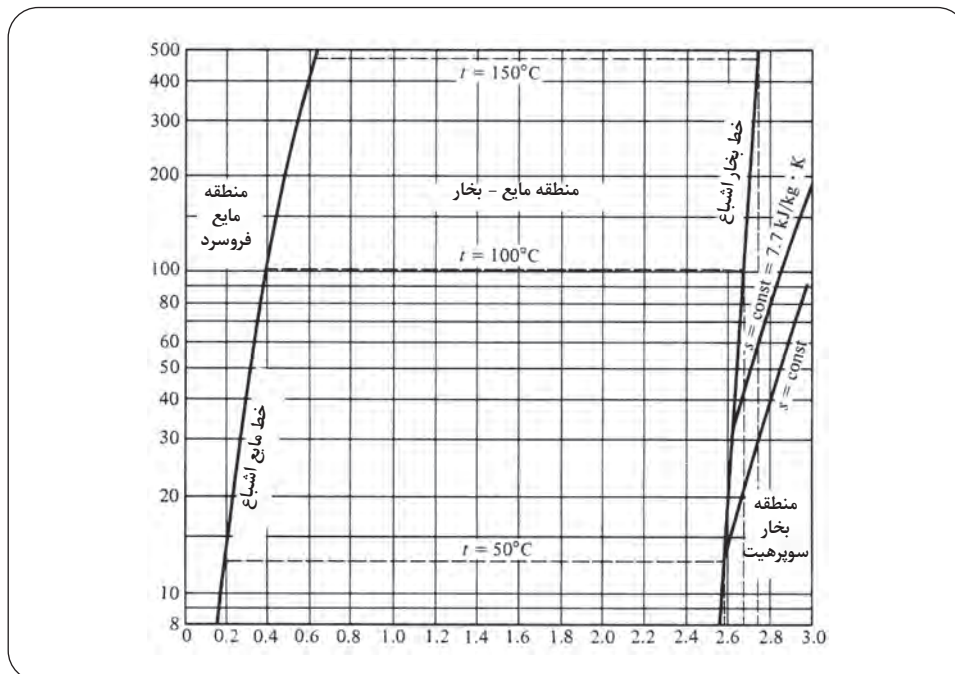
$z$  = ارتفاع، m

$g$  = شتاب ثقل،  $9.81 \text{ m/s}^2$

$q$  = نرخ انتقال انرژی به صورت گرما، W

$W$  = نرخ انتقال انرژی به صورت کار، W

$E$  = انرژی در سامانه، J



تصویر (12): نمودار فشار- انتالپی ساده شده برای آب





$$W = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

توان مورد نیاز برابر حاصل ضرب گذر جرمی در اختلاف انتالپی‌ها می‌باشد. W برای کمپرسور منفی و برای موتور، مثبت است.

تراکم آیزنتروپیک

ابزار دیگری برای پیش‌بینی تغییرات انتالپی در تراکم‌ها، در دسترس است. اگر تراکم آدیاباتیک و بدون اصطکاک باشد، تراکم در آنتروپی ثابت رخ می‌دهد. در نمودار ساده شده فشار - انتالپی تصویر (15) چنین تراکم ایده‌آلی در طول خط آنتروپی ثابت 1 تا 2 رخ می‌دهد. فایده این خاصیت این است که اگر شرایط ورودی به یک تراکم (نقطه 1) و فشار خروجی معلوم باشد نقطه 2 مشخص می‌شود و توان از فرمول  $\dot{m}(h_1 - h_2)$  محاسبه می‌شود. تراکم واقعی معمولاً روی مسیری در سمت راست خط آنتروپی ثابت صورت می‌گیرد (در تصویر 15 این فرآیند با خط چین تا نقطه 2' نشان داده شده است) که معرف توان کمی بزرگتری از توان تراکم ایده‌آلی است.

مثال (7): مطلوب است محاسبه توان لازم برای تراکم  $1.5 \text{ kg/s}$  بخار آب اشباع از  $34 \text{ kPa}$  تا  $150 \text{ kPa}$ .

حل: از تصویر (12) در فشار اشباع  $p_1 = 34 \text{ kPa}$  داریم:

$$h_1 = 2630 \text{ kJ/kg} \quad \text{و} \quad s_1 = 7.7 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

در فشار  $p_2 = 150 \text{ kPa}$  و  $s_2 = s_1$  داریم:

$$h_2 = 2930 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین:

$$W = (1.5 \text{ kg/s})$$

$$(2630 - 2930 \text{ kJ/kg}) = -450 \text{ kW}$$

معادله برنولی

معادله برنولی معمولاً از رفتار مکانیکی مایعات استخراج می‌شود ولی امکان استخراج آن به‌عنوان حالت خاص معادله انرژی با ملاحظات مربوطه قانون دوم ترمودینامیک نیز وجود دارد. می‌توان نشان داد:

$$T ds = du + p dv \quad (3)$$

که در آن  $u$  انرژی داخلی برحسب ژول بر کیلوگرم است. این رابطه معادله گیبس نامیده می‌شود. برای فرآیندهای آدیاباتیک  $q = 0$  است و بدون انجام کار مکانیکی  $w = 0$  می‌باشد. چنین فرآیندی ممکن است در عبور جریان در لوله‌ها و کانال‌ها رخ دهد. در این حالت معادله (2) به شکل زیر ساده می‌شود:

$$h + \frac{V^2}{2} + gz = \text{const}$$

با دیفرانسیل‌گیری از این معادله داریم:

$$dh + V dV + g dz = 0 \quad (4)$$

تعریف انتالپی  $h = u + pv$  را می‌توان دیفرانسیل‌گیری کرد تا رابطه زیر حاصل شود:

از آنجا که بررسی‌های ما محدود به جریان پایدار است، E با زمان تغییر نخواهد کرد و این جمله برابر صفر است و شکل معادله انرژی جریان پایدار به‌صورت زیر است:

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + q = \dot{m} \left( h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) + W$$

گرمايش و سرمايش

در بسیاری از فرآیندهای گرمايش و سرمايش مانند آبگرمکن مثال (12) و دیگ بخار مثال (13) تغییرات در بعضی از جمله‌های معادله انرژی ناچیز است. معمولاً تغییر در انرژی جنبشی  $V^2/2$  و انرژی پتانسیل  $gz$  از نقطه‌ای به نقطه دیگر در مقایسه با تغییرات انتالپی، کار انجام شده یا انتقال حرارت ناچیز هستند. اگر کاری توسط پمپ، کمپرسور یا موتور در فرآیند انجام نشود  $W=0$  است. معادله انرژی در این حالت به شکل زیر کاهش می‌یابد:

$$q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{یا} \quad q + \dot{m}h_1 = \dot{m}h_2$$

یا:

نرخ انتقال حرارت برابر است با گذر جریان جرمی ضرب در تغییرات انتالپی که در مثال‌های (12) و (13) نیز به همین روش فرض شد.

مثال (16): آب به‌صورت جریان پایدار به مقدار  $1.2 \text{ kg/s}$  باید از  $10$  درجه تا  $4$  درجه سرد شود تا کویل هواساز سامانه تهویه مطبوع را تغذیه کند. نرخ انتقال حرارت را تعیین کنید.

حل: از جدول A-1، در  $4^\circ\text{C}$  انتالپی برابر است با:  $16.80 \text{ kJ/kg}$  و در  $10^\circ\text{C}$  برابر است با  $h = 41.99 \text{ kJ/kg}$  بنابراین:

$$q = \dot{m}(h_2 - h_1) = (1.2 \text{ kg/s})$$

$$(16.80 - 41.99) = -30.23 \text{ kW}$$

فرآیندهای آدیاباتیک

آدیاباتیک به معنی بدون انتقال حرارت است، بنابراین در این فرآیند  $q=0$  است. فرآیندهایی که اساساً آدیاباتیک هستند در حالت‌هایی رخ می‌دهند که دیوارهای سامانه از نظر حرارتی عایق باشند. حتی در صورتی که دیوارها عایق نباشند اگر نرخ گذر انرژی در سامانه به‌عنوان انرژی مفید در مقایسه با انرژی انتقال یافته به محیط به شکل حرارت بزرگ باشد، فرآیند را می‌توان آدیاباتیک در نظر گرفت.

کار تراکم

نمونه‌ای از فرآیندی که می‌توان آن را آدیاباتیک مدل‌سازی کرد، فرآیند تراکم یک گاز است. تغییر در انرژی‌های جنبشی و پتانسیل و انتقال حرارت به محیط معمولاً ناچیز می‌باشد. بنابراین پس از حذف جمله‌های مربوط به این انرژی‌ها و  $q$  در معادله (2) نتیجه به شکل زیر است:

ساختمانی ( $Z_2=80$ ) پمپ می‌شود. در صورتی که دمای آب  $30^\circ\text{C}$  باشد حداقل افزایش فشاری که پمپ باید تامین کند، را تعیین کنید.

حل: از آن جایی که سرعت‌های ورودی و خروجی مساوی هستند تغییرات جمله  $V^2/2$  برابر صفر می‌باشد، بنابراین از معادله برنولی خواهیم داشت:

$$\frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + gz_2$$

چگالی آب برابر  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  و  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$  است،

بنابراین:

$$p_1 - p_2 = (1000 \text{ kg/m}^3)$$

انتقال حرارت

$$(9.81 \text{ m/s}^2)(80 \text{ m}) = 785 \text{ kPa}$$

مبحث تحلیلی انتقال حرارت از قوانین ترمودینامیک مربوط به

پایستگی جرم و انرژی، قانون دوم ترمودینامیک و سه قانون مربوط به نرخ انتقال حرارت توسط هدایت، جابه‌جایی و تابش ناشی شده است. قوانین اخیر از مشاهده پدیده‌های فیزیکی مربوط به تبادل انرژی ایجاد شده‌اند. آن‌ها بیان ریاضی مدل‌هایی هستند که برای توضیح پدیده‌های مشاهده شده به کار رفته‌اند.

انتقال حرارت در اجسام جامد که به‌عنوان هدایت از آن یاد می‌شود شامل تبادل انرژی در سطح ملکولی است. از جهت دیگر تابش فرآیندی است که انرژی را توسط انتشار فوتون از یک سطح به سطح دیگر منتقل می‌کند. تابش می‌تواند انرژی را از درون خلا انتقال دهد و وابسته به ماده واسطه‌ای برای ایجاد ارتباط بین این دو سطح نیست. انتقال حرارت از طریق جابه‌جایی به هدایت از یک سطح جامد به سیال مجاور و حرکت سیال روی این سطح یا در جهت‌هایی که با آن زاویه‌ای بسازد بستگی دارد. بنابراین هر سازوکار انتقال حرارت با دیگران متفاوت است، با وجود این تفاوت‌ها همگی دارای مشخصه‌های یکسانی هستند زیرا همگی بستگی به دما و ابعاد فیزیکی شی مورد نظر دارند.

هدایت

مشاهده پدیده‌های فیزیکی و رشته‌ای از گام‌های مستدل منجر به استخراج معادله هدایت می‌شود. شار انرژی که از انتقال حرارت با هدایت در امتداد میله‌ای صلب ایجاد می‌شود را در نظر بگیرید. این با اختلاف دما و سطح مقطع متناسب و با طول میله نسبت عکس دارد. این مشاهده‌ها را می‌توان با تعدادی از آزمایش‌های ساده تحقیق کرد. فوریه مدل ریاضی برای این فرآیند را پیشنهاد کرده است. در مسائل یک‌بعدی به صورت زیر است:

$$q = -kA \frac{\Delta t}{L} \quad (9)$$

که در آن:

$$A = \text{سطح مقطع}, m^2$$



$$dh = du + p dv + v dp \quad (5)$$

با ترکیب معادله‌های (3) و (5)، نتیجه زیر حاصل می‌شود:

$$T ds = dh - v dp \quad (6)$$

با کاربرد معادله (6) به فرآیند آیزنتروپیک، از آن جایی که  $ds=0$

بنابراین:

$$dh = v dp = \frac{1}{\rho} dp$$

با جایگزین کردن  $dh$  از رابطه فوق در معادله (4) برای جریان

آیزنتروپیک خواهیم داشت:

$$\frac{dp}{\rho} + v dv + g dz = 0 \quad (7)$$

برای حالتی که چگالی ثابت باشد معادله (7) قابل انتگرال‌گیری بوده

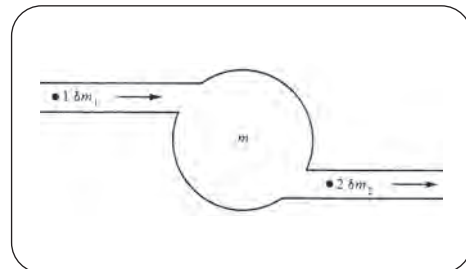
و معادله برنولی حاصل می‌شود:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{const} \quad (8)$$

در این مقاله معادله برنولی برای جریان مایعات و گازهایی به کار می‌رود که در آن‌ها چگالی فقط اندکی تغییر می‌کند و می‌توان آن‌ها را تراکم‌ناپذیر فرض کرد.

مثال (8): آب از کندانسور چیلری که در زیرزمین ساختمانی قرار

گرفته است ( $Z_1=0$ ) به منبع برج خنک‌کن واقع در بام طبقه بیستم



تصویر (13): پایستگی جرم در یک سامانه ساده

جریان سیال

$t\Delta$  = اختلاف دما

$L$  = طول،  $m$

$k$  = ضریب هدایت حرارتی،  $W/m.K$

ضریب هدایت حرارتی از مشخصه‌های هر ماده است و نسبت  $k/L$ ،

هدایت حرارتی نامیده می‌شود.

ضریب هدایت و بنابراین نرخ انتقال حرارت به روش هدایت به ساختمان ملکولی مواد بستگی دارد. هرچه ملکول‌های فلز به یکدیگر نزدیک‌تر و منظم‌تر باشند انرژی را بهتر از ملکول‌های نامنظم و با فاصله دورتر در مواد غیر فلزی، منتقل می‌کنند. الکترون‌های آزاد در فلزات به هدایت حرارتی بیشتر آن‌ها کمک می‌کنند. بنابراین هادی‌های الکتریکی خوب معمولاً هدایت حرارتی بالایی دارند. ضریب هدایت حرارتی مواد جامد غیرآلی که دارای نظم کمتری هستند کمتر از فلزات است. مواد آلی و الیافی مانند چوب دارای هدایت کمتر از مواد غیرآلی هستند. ضریب هدایت حرارتی مایعات غیرفلزی معمولاً کمتر از ماده جامد آن‌ها می‌باشد و در گازها و در فشار اتمسفر، این ضریب کمتر است. کاهش در هدایت را می‌توان به فقدان وجود اتصال‌های قوی بین ملکولی و وجود ملکول‌های با فواصل زیاد در مایعات نسبت داد. جدول (1) مرتبه بزرگی ضریب هدایت را برای چندین طبقه از مواد ارائه می‌کند.

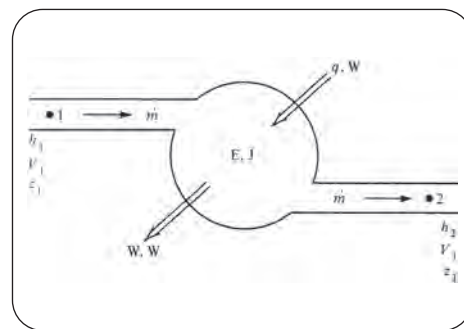
معادله نرخ انتقال حرارت به روش هدایت معمولاً به صورت

دیفرانسیلی نه‌شده م. شده:

$$q = -kA \frac{dt}{dx}$$

تابش

همان‌گونه که قبلاً ذکر شد، انتقال انرژی تابشی در صورتی رخ می‌دهد که فوتون‌هایی از یک سطح به سطح دیگری حرکت کنند. با رسیدن به سطوح دیگر فوتون‌های تابش شده جذب، بازتاب یا از جسم



◀ تصویر (14): تراز انرژی در یک حجم کنترل که نرخ‌های جریان پایدار در آن موجود است

عبور می‌کنند.

انرژی تابش شده از صفحه برحسب توان تابشی تعریف می‌شود. براساس دلایل ترمودینامیکی می‌توان نشان داد که توان تابشی متناسب با توان چهارم دمای مطلق است. برای یک تابش‌کننده کامل که معمولاً «جسم سیاه» نامیده می‌شود، توان تابشی  $E_b$   $W/m^2$  عبارت است از:

$$E_b = \sigma T^4$$

که در آن:  $\sigma$  = ضریب استفن بولتزمن =

$$5.669 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$$

$T$  = دمای مطلق،  $K$

از آن‌جایی که اجسام واقعی جسم سیاه نیستند، بنابراین در مقایسه با جسم سیاه انرژی کمتری در همان دما تابش می‌کنند. نسبت توان تابشی واقعی  $E$   $W/m^2$  به توان تابشی جسم سیاه، ضریب تابش،  $\epsilon$  نامیده می‌شود:

$$\epsilon = \frac{E}{E_b}$$

در بسیاری از مواد ضریب تابش و جذب را می‌توان تقریباً مساوی فرض کرد. این مواد به نام اجسام خاکستری نامیده می‌شوند بنابراین:

$$\epsilon = \alpha$$

که در آن  $\alpha$  ضریب جذب (بی‌بُعد) است.

مشخصه مهم دیگر در تبادل انرژی تابشی، توزیع یکنواخت این انرژی در تمام جهتها پس از ترک سطح تابش‌کننده است. بنابراین رابطه هندسی بین دو سطح در تبادل انرژی بین آن‌ها تاثیر می‌گذارد. برای مثال انتقال حرارت تابشی بین دو صفحه سیاه به ابعاد 1 متر در 1 متر که به فاصله 1 متر از هم قرار گرفته و دمای آن‌ها به ترتیب برابر 1000 K و 300 K باشد برابر 1.13 kW می‌باشد. اگر همین دو صفحه به فاصله 2 متر از هم قرار گیرند، انتقال حرارت برابر با 0.39 kW خواهد بود. اگر این دو صفحه به صورت عمود بر یکدیگر قرار گرفته و دارای یک لبه مشترک باشند، نرخ انتقال حرارت مجدداً برابر با 1.13 kW می‌شود. رابطه هندسی را می‌توان برحسب پارامتری به نام ضریب شکل،  $FA$  بیان کرد.

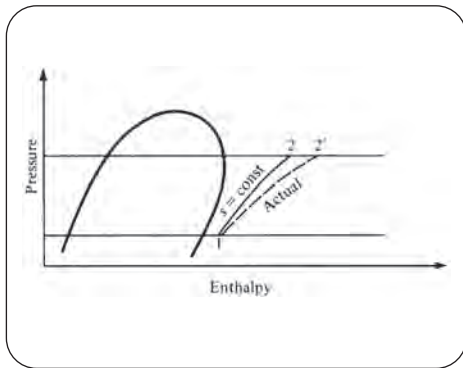
خاصیت‌های نوری این سطح‌ها یا به عبارت دیگر، ضریب‌های تابش، جذب، بازتاب و انتقال نیز در نرخ انتقال حرارت به روش تابش تاثیر داشته و با یک ضریب،  $F\epsilon$  مشخص می‌شوند، تبادل انرژی تابشی به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$q_{1-2} = \sigma A F_{\epsilon} F_A (T_1^4 - T_2^4) \quad (2-10)$$

روش‌های برآورد  $F\epsilon$  و  $FA$  در کتب درسی و مرجع انتقال حرارت یافت می‌شود.

جابه‌جایی





تصویر (15): نمودار فشار انتالپی که خط با آنتروپی ثابت را نشان می‌دهد

معادله‌های نرخ انتقال حرارت در مورد هدایت و جابه‌جایی از نظر متغیرهای مربوطه یعنی ضریب هدایت، ضریب جابه‌جایی، مساحت سطح و اختلاف دما به‌نحو مناسبی خطی هستند ولی معادله تابش از نقطه‌نظر دما غیرخطی است. محاسبات انتقال حرارت در حالتی که همه انواع انتقال حرارت یعنی هدایت، جابه‌جایی و تابش وجود داشته باشند، در صورت بیان معادله تابش به‌صورت خطی یعنی برحسب ضریب تابش معادل مانند معادله زیر، بسیار ساده می‌شود:

$$q = h_r A \Delta t$$

$h_r$  ضریب انتقال حرارت معادل تابشی برحسب  $K.W/m^2$  است. با مقایسه معادله فوق با معادله استفن-بولتزمن (10)،  $h_r$  به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$h_r = \frac{\sigma F_e F_A (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$

که تابعی غیرخطی از دما است. با این همه، از آنجایی که دما مطلق است، تغییرات  $h_r$  در دامنه تغییرات معتدل دما بسیار بزرگ نبوده و در واقع می‌توان در بسیاری از موارد از معادله خطی استفاده کرد.

بنابراین برای تعیین نرخ انتقال حرارت داریم:

$$q = \begin{cases} \frac{k}{L} A \Delta t \\ h_c A \Delta t \\ h_r A \Delta t \end{cases}$$

باتوجه به اینکه  $q$  جریان حرارت و  $\Delta t$  اختلاف پتانسیل هستند،

معادله انتقال حرارت به روش جابه‌جایی اولین بار توسط نیوتن در سال 1701 با مشاهده پدیده فیزیکی پیشنهاد شد.

$$q = h_c A (t_s - t_f) \quad (11)$$

که در آن:  $h_c$  = ضریب جابه‌جایی،  $K.W/m^2$

$t_s$  = دمای سطح،  $^{\circ}C$

$t_f$  = دمای سیال،  $^{\circ}C$

این معادله به‌صورت گسترده‌ای در مهندسی کاربرد دارد اگرچه  $h_c$  پارامتری تعریف شده است و ناشی از قانون پدیده شناختی برای جابه‌جایی حرارتی نیست. آزمایش‌ها نشان داده‌اند که ضریب جابه‌جایی برای جریان از روی سطوح هموار، درون لوله‌ها و کانال‌ها و عمود بر لوله‌ها را می‌توان با سرعت جریان، خاصیت‌های سیال و هندسه سطح جامد مرتبط کرد. تئوری مفصلی در تایید رابطه‌های مشاهده شده تجربی و توسعه آن‌ها برای پیش‌بینی رفتار وضعیت‌های جریانی آزمایش نشده به‌وجود آمده است. با این همه، این همبستگی‌ها بیشتر از تئوری‌ها در تحلیل‌های عملی مهندسی کاربرد دارند. پارامترهای بی‌بعد مبنای اغلب همبستگی‌های مربوطه هستند. این پارامترها با کاربرد تحلیل ابعادی برای گروه‌بندی کردن متغیرهایی ایجاد شده‌اند که بر انتقال حرارت به روش جابه‌جایی موثر هستند. البته انتخاب متغیرهای مناسب وابسته به شناخت پدیده فیزیکی مورد مطالعه و توانایی فرد برای ساختن مدل‌های مناسب برای شکل‌های متفاوت جریان است. ارائه جزئیات این روش‌ها خارج از محدوده این مقاله است و خواننده علاقه‌مند بهتر است به کتب مرجع انتقال حرارت مراجعه کند. برای اهداف موجود کافی است پارامترهای مربوطه و شکل همبستگی‌هایی که برای برآورد ضریب جابه‌جایی  $h_0$  به‌کاربرده می‌شوند شناخته شوند.

$$Pr = \frac{\rho V D}{k} = \frac{\mu c_p}{k}$$

عدد رینولدز  
عدد پرانتل

رابطه‌هایی برای شکل‌های مختلف جریان ایجاد شده‌اند و آن‌ها رابطه‌هایی بین عدد رینولدز و عدد پرانتل هستند که به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

$$Nu = C (Re^n) (Pr^m)$$

مقادیر ثابت  $C$  و توان‌های  $n$  و  $m$  از طریق آزمایش تعیین می‌شوند. در حالت دیگر این روابط به‌صورت ترسیمی نیز نمایش داده می‌شوند. در تصویر (16) این رابطه برای جریان آشفته درون لوله‌های هموار ترسیم شده است. در جدول (2) مقادیر نوعی  $h_c$  برای انواع انتقال حرارت‌های جابه‌جایی که بین هوا و آب ایجاد می‌شود، همراه با اعداد مربوط به جوشیدن و تقطیر آب نشان داده شده است.

مقاومت حرارتی



می‌توان تشابهی با قانون اهم به شرح زیر حاصل کرد:

$$E = IR \quad \text{یا} \quad I = \frac{E}{R}$$

که در این معادله،  $E =$  اختلاف پتانسیل،  $I =$  جریان و  $R =$  مقاومت است.

اگر معادله‌های انتقال حرارت به صورت زیر نوشته شود:

$$q = \frac{\Delta t}{R_T^*}$$

که در معادله بالا  $R_T^*$  مقاومت حرارتی است، بنابراین به ترتیب برای سه حالت انتقال حرارت (هدایت، جابه‌جایی و تابش) داریم:

$$R_T^* = \begin{cases} \frac{L}{kA} \\ \frac{1}{h_c A} \\ \frac{1}{h_r A} \end{cases}$$

با این تعاریف مربوط به مقاومت حرارتی می‌توانیم با تشابه بعضی از مفاهیم تئوری مدارها را در انتقال حرارت به کار ببریم. به یاد آورید که ضریب هدایت  $C$  عکس مقاومت است، یعنی:  $C = 1/R^*$  و در مقاومت‌های سری، مقاومت‌ها جمع می‌شوند و در مدارهای موازی، ضریب‌های هدایت جمع خواهند شد. در انتقال انرژی از یک اتاق به اتاق دیگر از طریق دیوار جامد (تصویر 17) فرض کنید که هوا در اتاق 1 در دمای  $t_1$  و در اتاق 2 در دمای  $t_2$  باشد. در این حالت مقاومت کل برابر است با:

$$R_{tot}^* = \frac{1}{C_{1r} + C_{1c}} + R_w^* + \frac{1}{C_{2r} + C_{2c}}$$

$$R_{tot}^* = \frac{1}{1/R_{1r}^* + 1/R_{1c}^*} + R_w^* + \frac{1}{1/R_{2r}^* + 1/R_{2c}^*}$$

در رابطه بالا، زیر نویس‌های 1 و 2 به ترتیب به اتاق‌های 1 و 2 و زیر نویس‌های  $r, c, w$  به ترتیب به تابش، جابه‌جایی و دیوار اشاره دارند. جابه‌جایی و تابش روی یک سطح به‌طور همزمان رخ می‌دهند و ضریب‌های آن‌ها را می‌توان جمع و به صورت یک ضریب منفرد برآورد کرد، این روش رایجی در محاسبات بار حرارتی و برودتی است. ترکیب هدایت سطحی به صورت  $A(h_c + h_r)$  است. در شرایط نشان داده شده در تصویر

(17) مدار به شکل مقاومت‌های سری تبدیل می‌شود که در تصویر (18) نشان داده شده و در آن  $R_s^* = 1/(h_c + h_r) A$  است.

غالباً لازم است دمای سطح با دانستن دمای هوا مشخص شود. از آنجایی که شار حرارت از اتاقی به اتاق دیگر در شرایط پایدار ثابت است در این حالت داریم:

$$q = \frac{t_1 - t_{s,1}}{R_{r-c,1}^*} = \frac{t_{s,1} - t_{s,2}}{R_w^*} = \frac{t_{s,2} - t_2}{R_{r-c,2}^*} = \frac{t_1 - t_2}{R_{tot}^*}$$

برای مثال، اگر  $t_{e,1}$  مدنظر باشد:

$$t_{s,1} = t_1 - \frac{R_{r-c,1}^*}{R_{tot}^*} (t_1 - t_2)$$

نمونه دیگری از جریان حرارت موازی هنگامی پیش می‌آید که چند عضو سازه‌ای در مقطع دیوار موجود باشد. برای مثال در تصویر (19)، عضو  $C$  یک عضو سازه‌ای بوده و فضای بین عضوهای سازه‌ای با ماده دیگری مثلاً عایق پر شده باشد. در این صورت مقاومت کل بین هوا در یک طرف دیوار و هوا در طرف دیگر برابر است با:

$$R_{tot}^* = R_{s,1}^* + R_A^* + \frac{R_B^* R_C^*}{R_B^* + R_C^*} + R_D^* + R_{s,2}^*$$

مثال (9): با استفاده از داده‌های تصویر (10) مقدار حرارت انتقال یافته بر حسب وات بر مترمربع از مقطع دیوار نشان داده شده و دمای سطح خارجی لایه عایق در صورتی که  $t_p = 0^\circ\text{C}$  و  $t_p = 21^\circ\text{C}$  باشد را محاسبه کنید. در لایه عایق دیوار فرض کنید 20٪ این لایه با عضو سازه‌ای که تیر چوبی است پر شده است.

حل: با استفاده از جدول زیر که در آن ابعاد، ضریب‌های انتقال حرارت و مقاومت‌های حرارتی هر لایه دیوار برآورد شده می‌توان برای 1 مترمربع سطح دیوار خواسته‌های مسئله را محاسبه کرد:

$$R_{tot}^* = R_{s,1}^* + R_A^* + \frac{R_B^* R_C^*}{R_B^* + R_C^*} + R_D^* + R_{s,2}^*$$

بنابراین داریم:

$$R_{tot}^* = 0.029 + 0.472 + \frac{2.96(3.2)}{2.96 + 3.2} + 0.08 + 0.125$$

$$= 2.24 \text{ K/W}$$

در این صورت جریان حرارت انتقالی محاسبه می‌شود:

$$q = \frac{t_i - t_o}{R_{tot}^*} = \frac{21 - 0}{2.24} = 9.37 \text{ W/m}^2$$

رابطه این مقاومت‌ها که دارای واحد  $m^2.K/W$  هستند با  $R^*$  به صورت زیر است:

$$R^*A = \begin{cases} \frac{L}{k} = R_w \\ \frac{1}{h_c + h_r} = R_s \end{cases}$$

در رابط‌های فوق اولی مقاومت حرارتی به شکل هدایت و دومی مقاومت سطح است.

برای دیوار مسطحی که در آن  $A$  برای همه سطح‌ها یکسان باشد:

$$U = \frac{1}{R_{s,1} + R_w + R_{s,2}} = \frac{1}{R_{tot}}$$

مقطع استوانه‌ای

مبحث قبلی برای هندسه‌های مسطح کاربرد دارد ولی اگر حرارت از دیواره لوله‌ها عبور کند، شکل هندسی به استوانه تبدیل می‌شود. سطحی که از آن جریان حرارت انتقال می‌یابد ثابت نخواهد بود و برای تعیین مقاومت حرارتی معادله جدیدی مورد نیاز است.

$$R_{cyl} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kl} \quad (13)$$

که در آن:

$r_o$  = شعاع خارجی،  $m$

$r_i$  = شعاع داخلی،  $m$

دمای سطح خارجی لایه عایق برابر است با:

$$t_{ins,o} = 0^\circ C + \frac{0.029 + 0.472}{2.24} (21 - 0^\circ C) = 4.7^\circ C$$

در مثال (9) اگر عضو سازه‌ای نادیده گرفته شود، مقاومت کل برابر  $R_{tot}$  محاسبه می‌شود و در نتیجه  $q$  برابر  $5.73W$  حاصل می‌گردد که نشان‌دهنده اهمیت اثر عضوهای سازه‌ای در محاسبات انتقال حرارت است.

معادله انتقال حرارت:

$$q = \frac{t_i - t_o}{R_{tot}^*} \quad (12)$$

معادله بالا غالباً به شکل زیر نیز ظاهر می‌شود:

$$q = UA(t_i - t_o)$$

که در آن:

$U$  = ضریب کلی انتقال حرارت،  $W/m^2.K$

$A$  = مساحت سطح انتقال حرارت،  $m^2$

با مقایسه این دو معادله ملاحظه می‌کنیم که:

$$UA = \frac{1}{R_{tot}^*}$$

$$U = \frac{1}{(R_{tot}^*)A}$$

بسیاری از مصالح ساختمانی موجود، دارای ضخامت استاندارد هستند، بنابراین امکان احتساب مقاومت حرارتی این مصالح به صورت مستقیم وجود دارد بدون این‌که ناچار به محاسبه  $L/kA$  برای مصالح مورد نظر باشیم. روش رایج دیگر بیان مقاومت‌ها برحسب  $1 m^2$  است.

◀ جدول (1): ضریب هدایت حرارتی بعضی از مواد

مواد	دما، $^\circ C$	چگالی، $kg/m^3$	ضریب هدایت، $W/m.K$
آلومینیوم (خالص)	20	2707	204
مس (خالص)	20	8954	386
آجر نما	20	2000	1.32
شیشه (پنجره)	20	2700	0.78
آب	21	997	0.604
چوب (کاج زرد)	23	640	0.147
هوا	27	1.177	0.026



$m = 1$  طول،

مبدل حرارتی

$$q = \frac{24.7}{0.487} = 50.7 \text{ W}$$

فرآیند انتقال حرارت در بدن انسان

هدف اصلی تهویه مطبوع تامین شرایط آسایش برای انسان است. از نقطه نظر حرارتی بدن انسان ماشین ناکارآمدی است ولی دمای خود را به خوبی تنظیم می کند. بدن انسان سوخت را به شکل غذا دریافت کرده، جزیبی از آن را به کار بدل نموده و بقیه را به صورت حرارت دفع می کند. این فرآیند دائمی دفع گرما است که نیاز به تعادل حرارتی را الزام آور می سازد. تصویر (22) به صورت نموداری وظایف حرارتی بدن انسان را نشان می دهد. تولید حرارت در سلول های بدن انسان رخ می دهد و سامانه گردش خون این حرارت را به پوست منتقل می کند تا از آنجا به محیط خارج دفع شود.

در تعادل حرارتی حالت پایدار، انرژی تولیدی توسط سوخت وساز مساوی نرخ حرارت منتقل شده توسط بدن از طریق جابه جایی، تابش، تبخیر و تنفس است. اگر نرخ سوخت وساز با مجموع این حرارت های انتقالی متعادل نشود، دمای بدن تغییرات کوچکی کرده و گرما در بدن ذخیره می شود.

معادله کامل تعادل حرارتی عبارت است از:

$$M = E \pm R \pm C + B \pm S \quad (16)$$

که در این معادله:

- $M$  = نرخ سوخت وساز، W
- $E$  = حرارت اتلافی از طریق تبخیر، W
- $R$  = نرخ انتقال حرارت توسط تابش، W
- $C$  = نرخ انتقال حرارت توسط جابه جایی، W
- $B$  = اتلاف حرارت توسط تنفس، W
- $S$  = نرخ تغییر ذخیره حرارت در بدن، W

جمله های به غیر از جابه جایی و تابش و ذخیره حرارتی در سمت راست معادله (16) فقط اتلاف حرارت از بدن را مشخص می کنند ولی تابش و جابه جایی و ذخیره حرارتی می تواند مثبت یا منفی باشد. به بیان دیگر، بدن در شرایط متفاوت می تواند گیرنده یا دفع کننده حرارت به شکل تابش و جابه جایی باشد.

سوخت وساز

سوخت وساز فرآیندی است که بدن برای تبدیل انرژی موجود در غذا و حرارت به کار می برد. مجدداً به بدن انسان به عنوان یک ماشین گرمایی می نگریم: یک فرد می تواند انرژی موجود در غذا را در مدت زمان های کوتاه با بازده 15 تا 20 درصد به کار تبدیل کند. در فعالیت های

مبدل های حرارتی به نحو گسترده ای در تهویه و تبرید کاربرد دارند. مبدل حرارتی دستگاهی است که انرژی از یک جریان سیال به سیال دیگر از طریق دیواره جامد آن منتقل می شود. بنابراین در مبدل ها انتقال حرارت هم از طریق جابه جایی و هم از هدایت انجام می شود. مفهوم مقاومت حرارتی که در بخش قبلی بحث شد در تحلیل مبدل ها نیز مفید است زیرا در این حالت سیال اولی، دیواره و سیال دومی یک مدار حرارتی سری تشکیل می دهند (تصویر 21).

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (14)$$

زیر نویس های 1 و 2 مربوط به سیال های اول و دوم هستند. در هر نقطه مشخص شار حرارتی با مقاومت حرارتی و اختلاف دمای دو سیال بیان می شود ولی از آن جایی که دمای هر دو سیال در عبور از مبدل تغییر می کند، تحلیل مشکل می شود مگر این که اختلاف متوسطی را بتوان تعیین کرد تا مشخصه عملکرد کلی مبدل حرارتی باشد. در عمل معمولاً از اختلاف متوسط لگاریتمی (LMTD) استفاده می شود و ضریبی که بستگی به نحوه جریان در مبدل حرارتی است در آن ضرب می شود. تعریف LMTD به صورت زیر است:

$$LMTD = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln(\Delta t_A / \Delta t_B)} \quad (15)$$

که در آن:

- $\Delta t_A$  = اختلاف دما بین دو سیال در نقطه A بر حسب K
- $\Delta t_B$  = اختلاف دما بین دو سیال در نقطه B بر حسب K

مثال (10): نرخ انتقال حرارت را از مبدل حرارتی نشان داده شده در تصویر (21) با توجه به داده های مسئله، تعیین کنید،  
 $t_{1,in} = 60^\circ\text{C}$  ،  $h_2 = 80 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  ،  $h_1 = 50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$   
 $t_{2,out} = 30^\circ\text{C}$  ،  $t_{2,in} = 20^\circ\text{C}$  ،  $t_{1,out} = 40^\circ\text{C}$   
 $r_o = 11 \text{ mm}$  ،  $r_i = 10 \text{ mm}$

$m = 1$  طول مبدل و ضریب هدایت فلز  $k = 386 \text{ W/m.K}$  است.

حل:

$$A_1 = 2\pi r_o l = 0.069 \text{ m}^2 \quad A_2 = 0.063 \text{ m}^2$$

$$R_{tot} = \frac{1}{0.069(50)} + \frac{\ln \frac{11}{10}}{2\pi(1)(386)} + \frac{1}{0.063(80)} = 0.487 \text{ W/K}$$

$$LMTD = \frac{(60 - 30) - (40 - 20)}{\ln \frac{30}{20}} = 24.7^\circ\text{C}$$



که محل تجمع افراد است، اهمیت ویژه‌ای دارد.  
مثال (11): به منظور برآوردی تقریبی، بدن انسان را به عنوان ماشینی حرارتی در نظر گرفته و فرض می‌کنیم ورودی این ماشین به صورت غذا برابر 2400 Cal/d باشد ( $1 \text{ cal} = 4.19 \text{ J}$ ). اگر همه این مواد ورودی اکسیده شده و به شکل حرارت دفع شود، حرارت متوسط دفع شده بر حسب وات به چه میزان است؟

حل: حرارت متوسط دفع شده برابر  $0.12 \text{ W}$  محاسبه می‌شود ولی این عدد با ضریب 1000 از مقدار قابل انتظار  $120 \text{ W}$  کمتر است. توضیح این تعارض، واحد کالری می‌باشد بدین معنی که واحد اندازه‌گیری انرژی غذا کالری بزرگ یا کیلوگرم کالری است در حالی که یک گرم کالری (کالری کوچک) برابر با  $4.19 \text{ J}$  است. بنابراین در واقع متوسط حرارت دفع شده همان  $120 \text{ W}$  است.

جابه‌جایی

نماد C در معادله (16) نشان‌دهنده انتقال حرارت به لحاظ جابه‌جایی حرارت از بدن توسط جریان هوا می‌باشد. معادله ساده انتقال حرارت برای جابه‌جایی به صورت زیر است:

$$C = h_c A (t_s - t_a) \quad (17)$$

که در این معادله:

$h_c$  = ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی،  $\text{W/m}^2 \text{ K}$

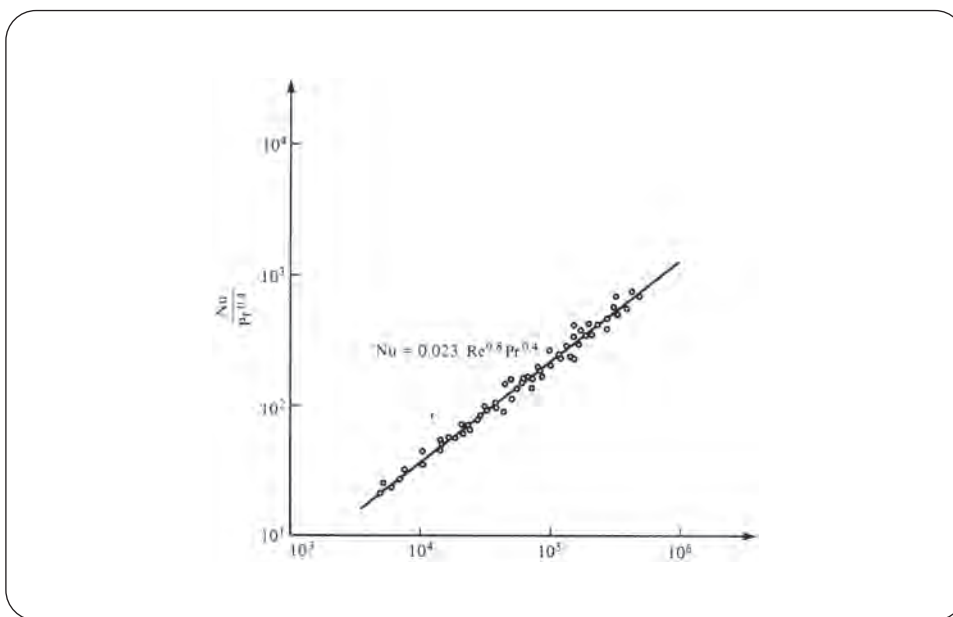
$A$  = مساحت سطح بدن،  $\text{m}^2$

◀ جدول (2): دامنه تغییرات نوعی ضریب‌های انتقال حرارت جابه‌جایی، جوش و تقطیر

فرآیند و سیال	$h_c, \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
جابه‌جایی آزاد، هوا	5-25
جابه‌جایی آزاد، آب	20-100
جابه‌جایی اجباری، هوا	10-200
اجباری، آب	50-10,000
جوشیدن آب	3000-100,000
تقطیر آب	5000-100,000

غیرصنعتی، به‌ویژه در زمان فعالیت‌های سبک، بازده تبدیل انرژی به کار در حدود یک درصد است. نرخ سوخت‌وساز پایه، نرخ متوسط ممکن است که در هنگام استراحت انسان و نه هنگام خواب رخ دهد.

توجه ما به نرخ سوخت‌وساز به دلایل متعدد است: (1) M در معادله تعادل حرارتی (16) باید از بدن از طریق سازوکارهای مختلف دفع شود، (2) این حرارت به بار سرمایی سامانه تهویه مطبوع کمک می‌کند. حرارتی که از بدن انسان در فضای تهویه مطبوع شده دفع می‌شود، از  $120 \text{ W}$  برای حالت نشسته تا  $440 \text{ W}$  برای فعالیت‌های سنگین تغییر می‌کند. گرمایی که از افراد دفع می‌شود برای طراحی سامانه‌های مربوط به کلاس‌های درس، اتاق‌های کنفرانس، تئاترها و سایر محل‌های بست‌های



◀ تصویر (16): همبستگی نوعی بین داده‌های مربوط به جریان آشفته و جابه‌جایی اجباری در لوله‌های هموار



$$t_s = \text{دمای پوست یا لباس، } ^\circ\text{C}$$

$$t_a = \text{دمای هوا، } ^\circ\text{C}$$

مساحت سطح خارجی بدن انسان بسته به اندازه فرد معمولاً در دامنه 1.5 تا 2.5 مترمربع است. ضریب انتقال حرارت  $h_c$  به سرعت هوا در اطراف بدن و در نتیجه به وضعیت فرد و جهت وی نسبت به جریان هوا وابسته است. مقدار تقریبی  $h_c$  در جابه‌جایی اجباری را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد.

$$h_c = 13.5V^{0.6} \quad (18)$$

در معادله بالا،  $V$  سرعت هوا برحسب متر بر ثانیه است.

دمای پوست بدن تا حدودی توسط سازوکار تنظیم‌کننده دما قابل کنترل بوده و معمولاً از 31 تا 33°C در بخش‌هایی از بدن که توسط لباس پوشیده شده‌اند تغییر می‌کند. دمای لباس مقداری بین دمای پوست و هوای بیرون است مگر این‌که به لحاظ مرطوب بودن و تبخیر رطوبت کمتر شود.

تابش

معادله انتقال حرارت بین بدن انسان و محیط قبلاً با معادله (10) بیان شد. همه بخش‌های بدن به محیط اطراف تابش نموده بلکه بعضی به دیگر بخش‌ها تابش می‌کنند. سطح موثر بدن از نظر تابش تقریباً برابر 70٪ کل آن است.

ضریب تابش پوست بدن و لباس به مقدار مربوط به جسم سیاه بسیار نزدیک و بنابراین مقدار آن تقریباً برابر یک است. دمای تابشی بدن، دمای متوسط تابشی است که به صورت فرضی یکنواخت در نظر گرفته می‌شود که معادل شرایط واقعی اطراف است. دمای متوسط تابشی معمولاً نزدیک به دمای هوای اطراف است به استثنای اثر دیوارهای خارجی، پنجره‌ها و سطوحی که تحت تاثیر تابش خورشید قرار گرفته باشند.

تبخیر

دفع حرارت از بدن انسان با تبخیر آب از پوست وسیله اصلی دفع حرارت بدن است. انتقال حرارت از طریق جابه‌جایی و تابش بسته به شرایط محیطی ممکن است به بدن یا از بدن به محیط خارج رخ دهد. تبخیر همواره دفع حرارت از بدن به خارج است. در محیط گرم، تعریق روش غالب برای حذف حرارت بدن انسان است.

دو حالت برای مرطوب کردن پوست بدن موجود است، پخش و تعریق. پخش یا تبخیر نامحسوس فرآیندی ثابت است، حال آن‌که تعریق توسط سامانه تنظیم دما کنترل می‌شود. مقدار نوعی حرارت دفع شده در تصویر (23) نشان داده شده است. نرخ انتقال حرارت از طریق تبخیر نامحسوس به وسیله مقاومت لایه‌های عمقی به منظور پخش آب از زیر سطح پوست به محیط اطراف کنترل می‌شود. نرخ این انتقال از رابطه

زیر حاصل می‌گردد:

$$\dot{q}_{ins} = h_{fg} A C_{diff} (p_s - p_a) \quad (19)$$

که:

$\dot{q}_{ins}$  = نرخ انتقال حرارت توسط تبخیر نامحسوس، W

$h_{fg}$  = گرمای نهان آب، J/kg

$A$  = مساحت سطح بدن،  $m^2$

$C_{diff}$  = ضریب پخش،  $kg/Pa.s.m^2$

$P_s$  = فشار بخار آب در دمای پوست، Pa

$P_a$  = فشار بخار آب در دمای محیط، Pa

سازوکار غالب برای دفع مقادیر بزرگی از حرارت از بدن از طریق تعریق محسوس و تبخیر این عرق است. با افزایش دمای عمقی بدن، سامانه تنظیم‌کننده حرارتی غده‌های تعریقی را تحریک می‌کنند. حداکثر نرخ تعریق در دوره‌های زمانی کوتاه در حدود 0.3 g/s است، بنابراین اگر همه این تعریق، تخیر شود 2430 kJ/kg حرارت دفع می‌گردد، پتانسیل دفع حرارت از طریق تعریق تقریباً از 700 W تا 800 W است.

تولید حرارت و فرآیندهای انتقال آن از طریق جابه‌جایی، تابش و تبخیر، طراحی سامانه‌های تهویه مطبوع را به منظور حفظ شرایط آسایش برای ساکنان تحت تاثیر قرار می‌دهند.

سایکرومتری و انتقال گرما از سطح مرطوب

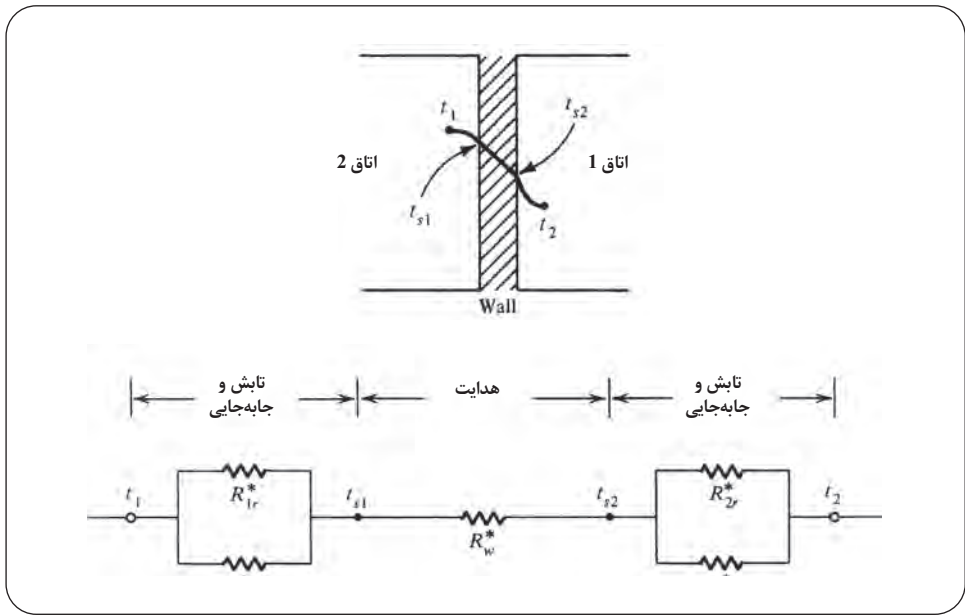
سایکرومتری دانش مطالعه خاصیت‌های محلول‌های هوا و بخار آب است. علت اهمیت این دانش در مهندسی تهویه مطبوع این است که هوای اتمسفر کاملاً خشک نبوده بلکه مخلوطی از هوا و بخار آب است. در بعضی از کاربردهای تهویه مطبوع بخار آب از هوا جدا شده و در بعضی دیگر، آب به هوا اضافه می‌شود. اصل سایکرومتری در محاسبات مربوط به بار سامانه‌های تهویه مطبوع، کویل‌های خنک‌کننده و رطوبت‌گیر، برج‌های خنک‌کن و کندانسورهای تبخیری کاربرد دارد.

در بعضی از تجهیزات، هم انتقال گرما و هم انتقال جرم بین هوا و سطوح مرطوب وجود دارد. به عنوان مثال: بعضی از انواع رطوبت‌زن‌ها و کویل‌های خنک‌کننده و رطوبت‌گیر و تجهیزات آب‌فشان دار مانند برج‌های خنک‌کن و کندانسورهای تبخیری. روابط ریاضی برای نرخ انتقال گرما و جرم با استفاده از پتانسیل انتالی قابل استخراج است.

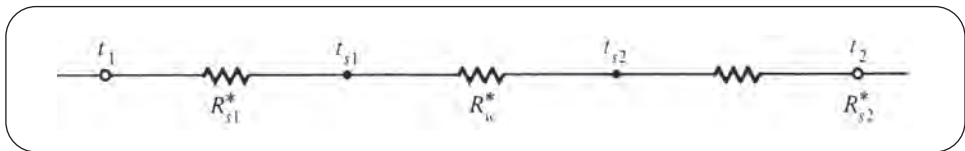
نمودار سایکرومتری

در بررسی قدم‌به‌قدم جهت تهیه نمودار سایکرومتری از چند فرض به منظور آسان کردن موضوع استفاده می‌شود. ضمناً از معادلات ساده نیز در ایجاد نمودار استفاده خواهد شد، با این وصف، نمودار به قدر کافی دقیق است و برای محاسبات مهندسی کاربرد فراوانی دارد.

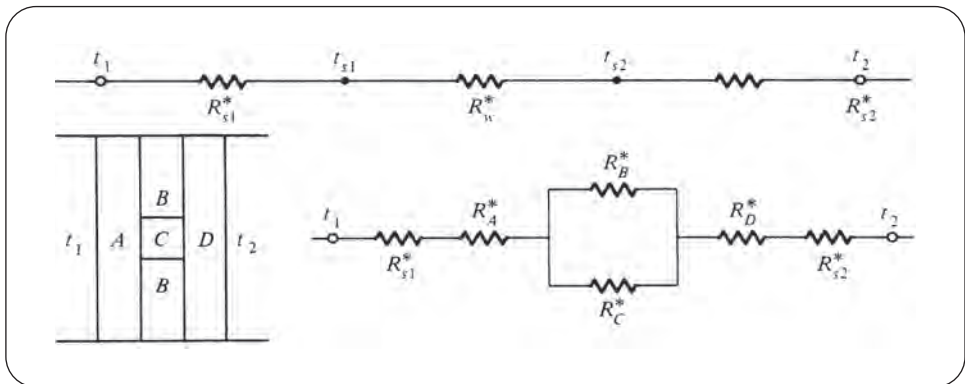
خط اشباع



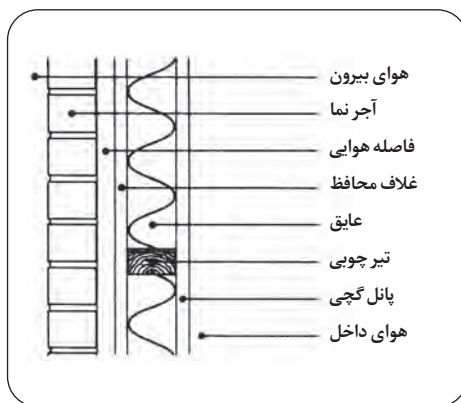
◀ تصویر (17): انتقال حرارت از اتاقی به اتاق دیگر از طریق دیوار جامد



◀ تصویر (18): مدار انتقال حرارت هنگامی که مقاومت‌های جابه‌جایی و تابشی با یکدیگر جمع شده و مقاومت سطحی واحدی را تشکیل دهند



◀ تصویر (19): انتقال حرارت از طریق مسیرهای موازی



تصویر (20): مقطع دیوار در مثال (9)

دارای نقطه شبنم B است.

رطوبت نسبی

رطوبت نسبی ( $\phi$ ) نسبت جزو مولی بخار آب در هوای مرطوب به جزو مولی بخار آب در هوای اشباع در همان دما و فشار است. از قانون گازهای کامل رابطه دیگری برای  $\phi$  به دست می آید:

$$\phi = \frac{\text{فشار جزئی بخار آب}}{\text{فشار جزئی اشباع بخار آب در همان دما}}$$

خطوط رطوبت نسبی ثابت با رسم خطوط عمودی و تقسیم بندی از 0 تا 100 به صورت نسبت درصد به نمودار سایکرومتری اضافه می شوند مثلا رطوبت نسبی 0.5 ارتفاعی برابر نصف ارتفاع خط اشباع در آن دما دارد.

نسبت رطوبت

نسبت رطوبت ( $W$ ) عبارت از نسبت جرم آب موجود در یک کیلوگرم هوای خشک است. نسبت رطوبت مانند سایر خاصیت ها از جمله انتالپی

محورهای مختصات انتخابی برای نمودار سایکرومتری در این مقاله عبارتند از دما ( $t$ ) روی محور افقی و فشار بخار آب ( $p_p$ ) روی محور قائم. ابتدا فرض می شود که نمودار فقط مشخصات آب را به تنهایی نشان می دهد.

می توان خط اشباع را روی نمودار رسم کرد. (طبق شکل)

اطلاعات مربوط به خط اشباع مستقیما از جداول آب اشباع مانند (جدول A-1) قابل تهیه است. ناحیه سمت راست خط اشباع بخار آب سوپرهیت را مشخص می کند. اگر بخار سوپرهیت در فشار ثابت سرد شود. بالاخره به خط اشباع می رسد که در آن نقطه تقطیر شروع می شود. تا اینجا هیچ گونه هوایی با بخار آب همراه نبوده است. در حالت ایده آل وجود هوا اثری روی بخار آب ندارد. بخار در حضور هوا همان عملکردی را دارد که بدون هوا خواهد داشت. در فشار بخار آب معینی که دیگر فشار جزئی به حساب می آید تقطیر در همان دمایی شروع می شود که در حالت بدون هوا می شود. عملا بین ملکول های هوا و بخار آب واکنش های مختصری اتفاق می افتد که اطلاعات مربوط به جدول بخار را مختصرا تغییر می دهد. جدول (A-2) خاصیت های هوای اشباع شده با بخار آب را ارائه می کند، مقایسه فشارهای بخار آب در جدول (A-2) و آب خالص بدون هوا در جدول (A-1) نشان می دهد که عملا در یک دمای معین هیچ گونه تغییری در فشار رخ نمی دهد.

بنابراین تصویر (25) برای مخلوط بخار آب و هوا نیز صدق می کند. بخش مهم این نمودار بین خط اشباع و محورها قرار دارد. اگر شرایط مخلوط به نحوی باشد که روی خط اشباع واقع شود، هوا اشباع شده تلقی می شود که به این معنی است که با کاهش دما تقطیر بخار آب به مایع شروع می شود. در سمت راست خط اشباع هوا اشباع نشده است. اگر نقطه A شرایط هوا را نشان دهد دمای مخلوط باید به دمای B کاهش یابد تا تقطیر شروع شود. بنابراین گفته می شود هوا در نقطه A

	$L, m$	$k, W/m \cdot K$	$A, m^2$	$R_{s1}^*$	$R_A^*$	$R_B^*$	$R_C^*$	$R_D^*$	$R_{s2}^*$
هوای بیرونی			1.0	.029					
آجر نما	.09	1.30	1.0		.070				
لایه هوایی			1.0		.170				
روکش محافظ	.013	0.056	1.0		.232				
عایق	.09	0.038	0.8			2.96			
تیر چوبی	.09	0.14	0.2				3.2		
پانل گچی	.013	0.16	1.0					.08	
هوای داخل			1.0						.125
				.029	.472	2.96	3.2	.08	.125



از جدول (A-1) قابل استخراج می‌باشد. چون رطوبت نسبی 60 درصد است فشار بخار آب موجود در هوا برابر  $2.545 \text{ kPa} = 0.6 (4.241 \text{ kPa})$  است، بنابراین:

$$W = 0.622 \frac{2.545}{101.3 - 2.545} = 0.0160 \text{ kg/kg} \quad (22)$$

این عدد با عددی که با استفاده از نمودار سایکرومتری به دست می‌آید، تطبیق می‌کند.

انتالپی

انتالپی مخلوط هوای خشک و بخار آب برابر مجموع انتالپی‌های هوای خشک و انتالپی بخار آب است. مقادیر انتالپی همواره براساس یک مبنای مقایسه بیان می‌شود و انتالپی مبنای هوای خشک برای هوای صفر درجه سانتی‌گراد انتخاب می‌شود و انتالپی مبنای بخار آب برای آب اشباع صفر درجه است. معادله انتالپی به صورت زیر است:

$$h = c_p t + W h_g \quad (\text{هوای خشک } \text{kJ/kg})$$

که در آن:

$C_p =$  گرمای ویژه هوای خشک در فشار ثابت است  $1.0 \text{ kJ/kg.K}$   
 $t =$  دمای مخلوط هوا و بخار،  $^{\circ}\text{C}$

$$h_g = \text{انتالپی بخار اشباع در دمای مخلوط هوای و بخار، } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

از معادله فوق نتایج دقیقی به دست می‌آید. گرمای ویژه  $C_p$  از  $1.006$  در  $0^{\circ}\text{C}$  تا  $1.009$  در  $50^{\circ}\text{C}$  تغییر می‌کند. انتالپی بخار آب  $h_g$  برای بخار اشباع است حال آن‌که بخار آب موجود در مخلوط هوا بخار آب احتمالاً سوپر هیت می‌باشد. با این وجود به علت رابطه انتالپی و دما در نمودار مولیر که در تصویر (24) نشان داده شده است. خطای قابل ملاحظه‌ای ایجاد نمی‌کند.

خط دما ثابت نشان می‌دهد که می‌توان انتالپی را به نمودار سایکرومتری اضافه کرد همان‌طور که در تصویر (29) نشان داده شده است، مثلاً خط انتالپی ثابت  $95 \text{ kJ/kg}$  را می‌توان رسم کرد. بدین منظور چندین دمای دلخواه را انتخاب کرده و نسبت رطوبت مخلوطی را که انتالپی آن  $95 \text{ kJ/kg}$  باشد با استفاده از معادله (22) محاسبه کرد. این نسبت‌های رطوبت و دماهای مربوطه، نقاط مختلف از خط انتالپی ثابت را ایجاد می‌کنند.

مثال (13): نقطه‌ای را روی خط انتالپی ثابت  $95 \text{ kJ/kg}$ ، مشخص کنید که دمای آن  $50^{\circ}\text{C}$  باشد.

حل: در  $t = 50^{\circ}\text{C}$ ،  $h_g = 2592 \text{ kJ/kg}$  (از جدول A-1) بنابراین  $W$  از معادله انتالپی به دست می‌آید:

$$W = \frac{95 - 1.0(50)}{2592} = 0.0174 \text{ kg/kg}$$

و حجم مخصوص که بعداً مورد مطالعه قرار می‌گیرند، براساس یک کیلوگرم هوای خشک بیان می‌شود. از معادله گاز کامل برای بیان نسبت رطوبت برحسب سایر خاصیت‌ها می‌توان استفاده کرد. بخار آب و هوا را می‌توان گازهای کامل فرض کرد (یعنی از قانون  $Pv=RT$  تبعیت کرده و دارای گرمای ویژه ثابت هستند). هوا را می‌توان گاز کامل فرض کرد زیرا دمای آن نسبت به دمای اشباع آن بیشتر است. همچنین بخار آب را می‌توان گاز کامل فرض کرد زیرا فشار آن نسبت به فشار اشباع آن کمتر است.

$$W = \frac{\text{کیلوگرم بخار آب}}{\text{کیلوگرم هوای خشک}} = \frac{p_s V / R_s T}{p_a V / R_a T} = \frac{p_s / R_s}{(p_t - p_s) / R_a} \quad (20)$$

$W =$  نسبت رطوبت، (کیلوگرم هوای خشک) / (کیلوگرم بخار آب)

$V =$  حجم دلخواهی از مخلوط هوا و بخار برحسب  $\text{m}^3$

$P_t =$  فشار بارومتر  $P_a + P_s =$  برحسب Pa

$P_a =$  فشار جزئی هوای خشک برحسب Pa

$R_a =$  ثابت گازها برای هوای خشک  $278 \text{ J/kg.K}$

$R_s =$  ثابت گازها برای هوای خشک  $461.5 \text{ J/kg.K}$

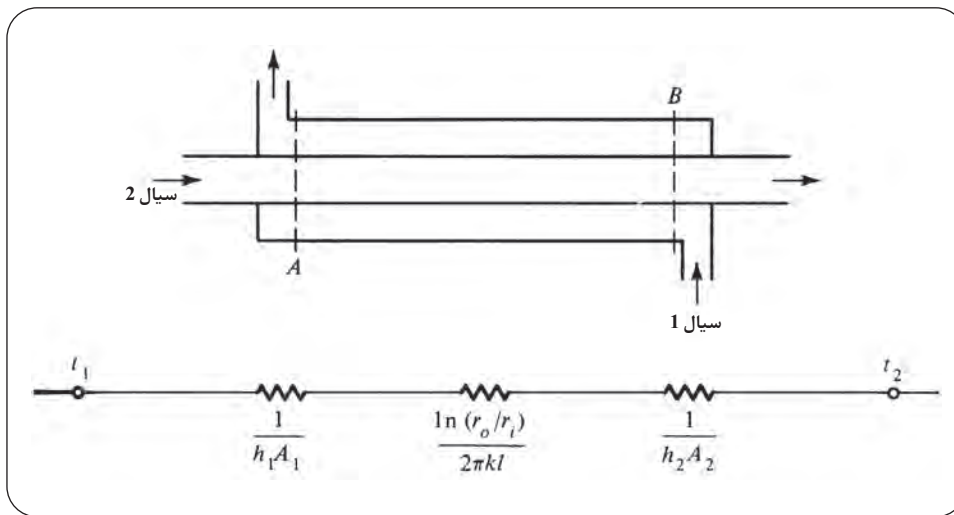
$T =$  دمای مطلق مخلوط هوا به بخار، K

اگر مقادیر عددی  $R_a$  و  $R_s$  را در معادله فوق جایگزین کنیم، خواهیم داشت:

$$W = \frac{287}{461.5} \frac{p_s}{p_t - p_s} = 0.622 \frac{p_s}{p_t - p_s} \quad (21)$$

فشار بارومتر  $P_t$  در اینجا برای اولین بار ظاهر می‌شود و از اینجا به بعد نمودار سایکرومتری برای هر فشار بارومتر، مشخصات جداگانه‌ای داشته و متفاوت است. معادله بالا رابطه بین نسبت رطوبت و فشار بخار آب را نشان می‌دهد، بنابراین محور دیگری را که برحسب نسبت رطوبت باشد، برای نمودار می‌توان به موازات محور فشار جزئی بخار آب رسم کرد. معادله (21)، رابطه بین نسبت رطوبت و فشار بخار آب را نشان می‌دهد. بنابراین مقیاس‌های مشابه‌ای را می‌توان به عنوان محور عمودی در نمودار سایکرومتری وفق تصویر (27) نمایش داد. همان‌طور که در معادله (21) نشان داده شده رابطه بین  $W$  و  $P_s$  کاملاً خطی نیست. در تصویر (24) و در اکثر نمودارهای سایکرومتری مقیاس  $W$  به صورت خطی تقسیم شده است و لذا مقیاس  $P_s$  را به صورت کمی غیرخطی تبدیل می‌کند.

مثال (12): نسبت رطوبت هوا با 60 درصد رطوبت نسبی را در دمای  $30^{\circ}\text{C}$  تعیین کنید. فشار بارومتر به مقدار استاندارد  $101.3 \text{ kPa}$  است. حل: فشار بخار آب هوای اشباع در  $30^{\circ}\text{C}$  برابر  $4.241 \text{ kPa}$  است که



تصویر (21): مبدل حرارتی با جریان مخالف

حل: فشار بخار آب هوای اشباع در  $24^{\circ}\text{C}$  از جدول (A-1) برابر  $2.982\text{ kPa}$  است، بنابراین فشار بخار با رطوبت نسبی 20 درصد برابر است با:

$$\text{kPa} = 596.4\text{Pa} \cdot 0.5964 = (2.982) \cdot 0.2$$

با استفاده از معادله حجم مخصوص:

$$\nu = \frac{287(24 + 273.15)}{101,300 - 596} = 0.85\text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

که با مقداری که مستقیماً از نمودار سایکرومتری تصویر (20) به دست می‌آید، مطابقت دارد.

ترکیب انتقال گرما و انتقال جرم - قانون خط راست

آخرین خاصیت مربوط به نمودار سایکرومتری دمای مرطوب است. به منظور بالا بردن میزان درک خود از این خاصیت ابتدا به صورت کوتاه جوانب دیگری بررسی می‌شود و این به فرآیند ترکیبی انتقال گرما و انتقال جرم منجر شده و قانون خط راست، منتج می‌شود. این قانون بیانگر این است که زمانی که هوا، گرما و جرم (آب) به یک یا از یک سطح مرطوب منتقل می‌کند، شرایط هوا که روی نمودار سایکرومتری نشان داده شده است به طرف خط اشباع در دمای این سطح مرطوب میل می‌کند.

اگر هوا از روی یک سطح مرطوب عبور کند مانند تصویر (31)، شرایط هوای عبوری از جزو سطح  $d_a$ ، از نقطه 1 به نقطه 2 روی نمودار سایکرومتری وفق تصویر (32) تغییر می‌کند. طبق قانون خط راست نقطه

خطوط بین خط اشباع و محورها در تصویر (24) خطوط انتالی ثابت نبوده، بلکه خطوط دمای مرطوب ثابت هستند این خطوط انحراف مختصری نسبت به خطوط انتالی ثابت دارند. خطوط انتالی ثابت در سمت چپ خط اشباع در تصویر (24) نشان داده شده است و ادامه آن‌ها در سمت راست و زیر حاشیه نمودار مشخص شده است.

حجم مخصوص

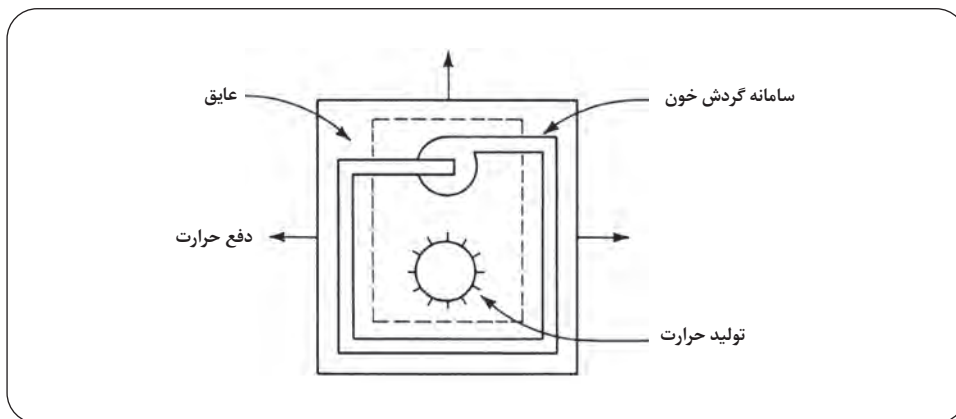
از معادله گاز کامل برای محاسبه حجم مخصوص مخلوط هوا - بخار استفاده می‌شود. حجم مخصوص تعداد مترمکعب‌های مخلوط به کیلوگرم هوای خشک است. همچنین می‌تواند مترمکعب‌های هوای خشک یا مترمکعب‌های مخلوط به کیلوگرم هوای خشک باشد، چون حجم‌های اشغال شده برای هر جزئی از مخلوط یکسان است. از معادله گاز کامل، حجم مخصوص  $\nu$  عبارت است از:

$$(23)$$

$$\nu = \frac{R_a T}{P_a} = \frac{R_a T}{P_t - P_s} \quad (\text{هوای خشک } \text{m}^3/\text{kg})$$

برای مشخص کردن نقاط واقع روی خط حجم مخصوص ثابت، مثلاً  $0.9\text{ m}^3/\text{kg}$  عدد 0.9 را به جای  $\nu$  و فشار بارومتري را به جای  $P_t$  و مقادیر دلخواه  $T$  را در معادله فوق جایگزین کرده و  $P_s$  را محاسبه می‌کنیم مقادیر  $t$  و  $P_s$  خط  $\nu$  ثابت را طبق تصویر (30) مشخص می‌کنند.

مثال (14): حجم مخصوص مخلوط هوا و بخار آب که دارای دمای  $24^{\circ}\text{C}$  و رطوبت نسبی 20 درصد است را در فشار بارومتري استاندارد محاسبه کنید.



تصویر (22): بدن انسان به عنوان تولیدکننده و دافع حرارت

براساس واحد جرم جریان هوا نوشته می شود:

$$h_1 = h_2 - (w_2 - w_1)h_f \quad (24)$$

که  $h_f$  انتالپی مایع اشباع در دمای چاهک یا دمای مرطوب ترمودینامیکی است.

در شکل زیر نقطه 1 زیر خط انتالپی ثابت که از نقطه 2 می گذرد، قرار دارد.

سایر شرایط هوا که باعث ایجاد دمای مشابهی در چاهک شود، مانند نقطه 1، دارای دمای مرطوب مشابه با نقطه 1 است. این خط به لحاظ قانون خط راست، خطی مستقیم است که مشخص می کند هوای ورودی در نقطه 1 به طرف خط اشباع در دمای سطح مرطوب میل می کند. خط مستقیم بین نقطه 1 و 2 مسیر هوا را در عبور از اشباع کننده نشان می دهد.

خطوط دمای مرطوب ثابت روی نمودار سایکرومتری تصویر (24) نشان داده شده است ولی خطوط انتالپی ثابت ندرا نشان داده می شوند. مقیاس انتالپی در سمت چپ منحنی اشباع برای هوای اشباع شده قابل استفاده است و برای هوای اشباع نشده، مقیاس سمت چپ با مقیاس انتالپی واقع در حاشیه زیر سمت راست نمودار باید ترکیب شود.

انحراف بین خطوط انتالپی و دمای مرطوب

همان طور که در تصویر (34) نشان داده شده خواندن انتالپی با ادامه دادن خط دمای مرطوب ثابت به منحنی اشباع، مقادیر انتالپی را بزرگتر از مقدار واقعی به دست می دهد. نمودار سایکرومتری تصویر (24) خطوط دمای مرطوب ثابت را نشان می دهد ولی خطوط انتالپی که سمت چپ نمودار رسم شده است، فقط برای خط اشباع قابل استفاده است و این مقیاس و خطوطی که در سمت راست و حاشیه زیرین رسم شده برای

2 روی خطی است که از نقطه 1 به منحنی اشباع در دمای سطح مرطوب ترسیم شود.

بنابراین دمای هوای گرم در نقطه 1 با تماس با آب در دمای  $t_w$  کاهش می یابد. همچنین هوا در نقطه 1 دارای فشار بخار بالاتر از مایع در دمای  $t_w$  است و در اثر تقطیر مقداری از بخار آب، نسبت رطوبت هوا کاهش می یابد. آنچه که در این مورد منحصربه فرد است این است که میزان انتقال گرما و انتقال جرم طوری به یکدیگر مرتبط شده اند که مسیر تحول خط راستی به طرف منحنی اشباع در دمای سطح مرطوب است. این خصوصیت مربوط به مقدار واحد رابطه لوئیس (Lewis) است که گروهی بی بعد بود.

#### اشباع آدیباتیک و دمای مرطوب ترمودینامیکی

اشباع کننده آدیباتیک تصویر (33) دستگاهی است که در آن جریان هوا از درون ذرات آب یک آبفشان عبور می کند. آب دائماً بازگردانده شده و آبفشان سطح تماس آب و هوا را تا آنجا زیاد کرده است که هوا، اتاق آبفشان را در تعادل با آب از نقطه نظر دما و فشار بخار ترک می کند. دستگاه آدیباتیک است زیرا دیواره آن عایق شده و همچنین لوله ای که آب را از چاهک گرفته و گردش کرده و به آبفشان می رساند ارتباط گرمایی با محیط ندارد. به منظور دائمی کردن این فرآیند جهت جریان آب تبخیر شده در هوا همواره مقداری آب جبرانی به آن باید اضافه شود. دمای آب جبرانی طوری باید کنترل شود که برابر دمای آب چاهک باشد. پس از برقراری حالت یکنواخت و پایدار در دستگاه اشباع آدیباتیک، دمایی که توسط دماسنج دقیقی که در داخل آب چاهک قرار داده شده، نشان داده می شود عبارت از دمای مرطوب ترمودینامیکی است. هر حالت مشخص هوا باعث ایجاد دمای مشخصی در آب چاهک شده و با نوشتن تعادل انرژی در اشباع کننده قابل محاسبه است. این تعادل انرژی



تعیین دقیق تر انتالپی کاربرد دارد.

برای ملاحظه انحراف انتالپی، عددی را که از نمودار مستقیما خوانده می شود با مقدار حاصل از محاسبه برای نقطه ای با دمای خشک 40°C و رطوبت نسبی 41 درصد مقایسه کنید. دمای مرطوب هوا در این شرایط برابر 28°C است. در تصویر (24) با خط کش، نقطه با دمای خشک 40°C و رطوبت نسبی 41 درصد را با امتدادهای مقیاس انتالپی سمت چپ و همچنین حاشیه زیرین در یک امتداد قرار داده و انتالپی را روی مقیاس می خوانیم. این مقدار 89 kJ/kg است.

به کمک معادله (24) نیز انتالپی نقطه مورد نظر ( $h_1$ ) را به کمک انتالپی اشباع  $h_2$  در همان دمای مرطوب 28°C محاسبه می کنیم.

$$h_1 = 89.7 \text{ kJ/kg} - (w_2 - w_1) h_f$$

$$w_1 = 0.019 \text{ kg/kg}$$

$$w_2 = 0.0241 \text{ kg/kg}$$

$$h_f = h_f(28^\circ\text{C}) = 117.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 89.7 - 117.3 (0.0241 - 0.019) = 89.1 \text{ kJ/kg}$$

دماسنج برای اندازه گیری دمای مرطوب

گرچه دستگاه اشباع کننده آدیباتیک تصویر (33)، برای اندازه گیری های روزمره، دستگاه مناسبی نیست ولی دماسنجی که دارای یک نمذ یا فتیله مرطوب متصل به حباب آن است طبق تصویر (35) وسیله مناسبی برای این اندازه گیری می باشد.

در این جا باید معین شود که آیا دماسنج مرطوب حقیقتا دمای مرطوب ترمودینامیکی را نشان می دهد؟ سطح مرطوب فتیله بر خلاف دستگاه اشباع کننده آدیباتیک تصویر (33) که دارای سطح تماس بی نهایت است، دارای سطح تماس محدودی می باشد. بنابراین تغییر در شرایط هوا در عبور از حباب مرطوب روی نمودار سایکرومتری تصویر (35) به صورت فرآیند 1-2 قابل تشخیص است. چون تعادل انرژی در اطراف حباب به صورت زیر است:

$$h_1 + w_1 h_f = h_2 + w_2 h_f$$

نقاط 1 و 2 روی یک خط دمای مرطوب ترمودینامیکی قرار دارند. سوال مهم در اینجا این است که دمای آب در فتیله مرطوب چه مقدار است؟ جواب از کاربرد قانون خط راست به دست می آید. هوا از نقطه 1 به طرف منحنی اشباع در دمای سطح مرطوب حرکت می کند تا به نقطه 2 برسد. اگر سطح مرطوب بیشتری موجود بود، در این صورت شرایط هوا روی خط مستقیم به طرف منحنی اشباع ادامه می یافت.

کریپر (CARRIER) در مقاله پیشگام خود در مورد سایکرومتری فرض کرد که دمای آب در دماسنج مرطوب برابر دمای آب در اشباع کننده آدیباتیک است.

لوئیس (Lewis) در سال 1922 عدد بی بعدی را که به نام لوئیس نامیده می شود و گروهی از پارامترها در آن موجودند به دست آورد و به این نتیجه رسید که مقدار واحد این گروه بی بعد در حالتی پیش می آید که دمای فتیله مرطوب و آب فشان آدیباتیک یکسان باشند. در سال 1933 لوئیس نشان داد در آتمسفرهای غیر از هوا و بخار آب دمایی که با دماسنج مرطوب خوانده می شود با دمای آب فشان اشباع متفاوت است. از این به بعد قبول می کنیم که دما در دماسنج مرطوب و آب فشان آدیباتیک یکسان بوده و لذا پسوند ترمودینامیکی را از دمای مرطوب حذف کرده و فقط آن را «دمای مرطوب» می نامیم.

فرایندها

فرایندهایی که روی هوا انجام می شود می توان روی نمودار سایکرومتری نشان داد. از این نمودار می توان جهت تعیین تغییرات خاصیت های مهمی مانند دما، نسبت رطوبت و انتالپی در فرایندها استفاده کرد. در اینجا بعضی از فرایندهای اساسی در نمودار ملاحظه می شود که عبارتند از:

- 1) گرمایش یا سرمایش محسوس
- 2) رطوبت زنی، آدیباتیک و غیر آدیباتیک
- 3) سرمایش و رطوبت گیری
- 4) رطوبت گیری شیمیایی
- 5) اختلاط

1- گرمایش یا سرمایش محسوس مربوط به انتقال گرما است که فقط باعث تغییر در دمای خشک هوا شود. تصویر (36) تغییر در دمای خشک بدون تغییر در نسبت رطوبت را نشان می دهد.

2- رطوبت زنی، طبق تصویر (37) ممکن است، آدیباتیک مانند فرآیند 1-2 یا همراه با افزودن گرما، مانند فرآیند 3-1 باشد.

3- سرمایش و رطوبت گیری باعث کاهش دمای خشک و نسبت رطوبت طبق تصویر (38) می شود. کویل سرمایش و رطوبت گیری چنین فرآیندی را روی هوا انجام می دهد. ظرفیت تبرید بر حسب کیلووات در یک فرآیند سرمایش و رطوبت گیری با فرمول زیر به دست می آید.

$$\text{ظرفیت تبرید} = m (h_1 - h_2)$$

m بر حسب کیلوگرم بر ثانیه و  $h_1$  و  $h_2$  بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

4- در فرآیند رطوبت گیری شیمیایی تصویر (38)، بخار آب توسط یک ماده رطوبت گیر (Hygroscopic) از هوا جذب می شود. در صورتی که فرآیند از نظر گرمایی ایزوله باشد فرآیندی با انتالپی ثابت است و چون نسبت رطوبت کاهش می یابد دمای هوا باید افزایش یابد.

5- اختلاط دو جریان هوا در تهویه مطبوع بسیار پیش می آید. شکل



ملاحظه مجدد فرآیندهایی که در فوق ذکر شد مفید بودن مبنای هوای خشک را نشان می‌دهد. در این فرآیندها به علت اضافه کردن یا گرفتن آب جرم کل تغییر می‌کند. در صورتی که جرم کل مخلوط به عنوان مبنا مورد استفاده قرار می‌گرفت، پس از هر فرآیندی لازم می‌شد که گذر جرمی را مجدداً محاسبه کرد، لیکن گذر جرمی هوای خشک همواره در فرآیندها، ثابت باقی می‌ماند.

انتقال گرمای محسوس و نهان با سطح مرطوب

در عبور جریان هوا از مجاورت سطح مرطوب، طبق تصویر (41) امکان انتقال گرمای محسوس و نهان وجود دارد. اگر اختلاف دما بین دمای هوا  $t_a$  و دمای سطح مرطوب  $t_s$  موجود باشد انتقال حرارت انجام خواهد شد. اگر تفاوتی بین فشار جزئی بخار آب در هوا  $P_{s,a}$  و فشار جزئی آب  $P_{s,i}$  موجود باشد، انتقال جرم (آب) نیز وجود خواهد داشت. این انتقال جرم باعث انتقال انرژی گرمایی نیز می‌شود زیرا در صورتی که بخار موجود در هوا تقطیر شود گرمای نهان آن توسط آب باید گرفته شود. بالعکس اگر مقداری آب از لایه‌های آب موجود روی سطح مرطوب تبخیر شود، گرمای نهان آب تبخیر شده باید توسط آب تامین می‌شود. نرخ انتقال گرمای محسوس از سطح آب به هوا  $q_s$  از معادله جابه‌جایی محاسبه می‌شود.

$$dq_s = h_c dA (t_s - t_a) \quad (27)$$

که در آن:

$$q_s = \text{میزان انتقال گرمای محسوس، } W$$

$$h_c = \text{ضریب جابه‌جایی، } W/m^2.K$$

$$A = \text{سطح، } m^2$$

نرخ انتقال جرم از سطح آب به هوا متناسب با اختلاف فشار بخار  $P_{s,i} - P_{s,a}$  است. بنابراین تناسب زیر برقرار می‌شود:

$$\text{نرخ انتقال جرم} = h_D d_A (w_i - w_a) \text{ kg/s}$$

$$\text{که در آن } h_D = \text{ثابت تناسب، } kg/m^2$$

$$w_i = \text{نسبت رطوبت هوای اشباع در دمای سطح مرطوب}$$

از آنجایی که جرم انتقال یافته از آب یا به آب باعث انتقال گرما به علت تقطیر یا تبخیر می‌شود، بنابراین:

$$dq_L = h_D d_A (w_i - w_a) h_{fg} \quad (28)$$

$$\text{که در آن } q_L = \text{نرخ انتقال گرمای نهان، } W$$

$$h_{fg} = \text{گرمای نهان آب در دمای } t_s, \text{ J/kg}$$

گرچه تعیین دقیق مقادیر ضریب جابه‌جایی  $h_c$  مشکل است اطلاعات زیادی در مورد ضریب جابه‌جایی برای انتقال گرمای محسوس نسبت به ضریب تناسب انتقال جرم  $h_D$  وجود دارد.

خوشبختانه سازوکار انتقال در سطح آب که نرخ انتقال گرمای

زیر اختلاط جریان هوای با شرایط 1 به مقدار  $m_1 \text{ kg/s}$  و جریان هوای با شرایط 2 به مقدار  $m_2 \text{ kg/s}$  را نشان می‌دهد. نتیجه به صورت شرایط 3 است که در نمودار سایکرومتری (تصویر 40 قسمت ب) مشخص شده است معادلات اساسی که در اختلاط به کار می‌روند تعادل انرژی و تعادل جرم هستند.

تعادل انرژی:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_3 \quad (25)$$

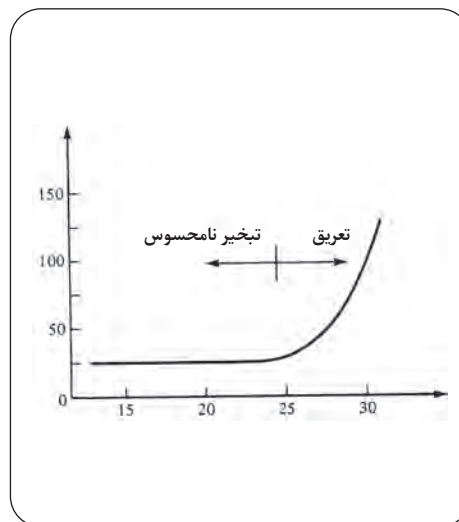
تعادل جرم بخار آب:

$$m_1 w_1 + m_2 w_2 = (m_1 + m_2) w_2 \quad (26)$$

معادله‌های (25) و (26) نشان می‌دهند که انتالپی و نسبت رطوبت مخلوط در حقیقت متوسط وزنی انتالپی‌ها و نسبت رطوبت‌های اجزا است. بسیاری از مهندسان دمای نهایی و نسبت رطوبت را به صورت متوسط وزنی مقادیر ورودی محاسبه می‌کنند. با این تقریب نقطه مربوط به مخلوط روی نمودار سایکرومتری روی خط و اصل بین شرایط ورودی قرار می‌گیرد. به علاوه، نسبت بین فواصل روی خط یعنی  $(2-3)/(1-3)$  برابر نسبت  $m_2/m_1$  می‌باشد. خطای حاصل از این تقریب ناشی از تغییر در گرمای ویژه هوای مرطوب است که معمولاً کمتر از یک درصد است.

بحث در مورد مبنای یک کیلوگرم هوای خشک

انتالپی، نسبت رطوبت و حجم مخصوص همگی براساس 1 کیلوگرم هوای خشک بیان می‌شوند. شاید بیان مثلاً جرم آب در یک کیلوگرم هوای خشک تا حدودی مبهم باشد. (نسبت رطوبت به صورت نسبت جرم آبی که در ارتباط با یک کیلوگرم هوای خشک است باید بیان شود).



تصویر (23): دفع حرارت با روش تبخیر غیر تعریقی (نامحسوس) و با تعریق

عبارت موجود در اولین گروه فرمول بالا دقیقا انتالپی هوای اشباع در دمای سطح مرطوب است و دومین گروه دقیقا انتالپی جریان هواست. هر دو انتالپی براساس کیلوژول بر کیلوگرم هوای خشک هستند، بنا بر این:

$$dq_t = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_i - h_a) \quad (33)$$

پتانسیل انتالپی از معادله (33) ناشی می شود زیرا پتانسیل برای انتقال مجموعه گرماهای محسوس و نهان برابر اختلاف انتالپی هوای اشباع در دمای سطح مرطوب ( $h_p$ ) و انتالپی هوا در جریان آزاد هوا ( $h_a$ ) است.

گرمای ویژه هوای مرطوب  $c_{pm}$  با معادله (30) بیان می شود ولی برای شرایط هوای نزدیک به شرایط نرمال اطاق مقدار  $1.02 \text{ kJ/kg.K}$  قابل استفاده است زیرا مثلا برای هوای با دمای  $25^\circ\text{C}$  و رطوبت نسبی 50 درصد  $c_p = 1.00 \text{ kJ/kg.K}$  و  $w = 0.011 \text{ kg/kg}$  و  $c_{ps} = 1.88$  و لذا  $c_{pm} = 1.0207 \text{ kJ/kg.K}$  است.

بینش بیشتری که پتانسیل انتالپی فراهم می کند علاوه بر این که مفهوم فوق الذکر کمک در محاسبات انتقال گرما و جرم در کویل های سرمایی و رطوبت گیری، کویل های پاششی (SPRAYED COILS)، کندانسورهای تبخیری و برج های خنک کن می نماید، ضمنا جهت انتقال حرارت کلی را نیز مشخص می کند. در تصویرهای (24) تا (45) سه حالت مختلف نشان داده شده است. هوا در شرایط a با آب در سه دمای مختلف در سه حالت 1 و 2 و 3 قرار دارد.

در حالت 1:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_a > t_i \\ W_a > W_i \\ h_a > h_i \end{array} \right\} \text{ زیرا } \left\{ \begin{array}{l} dq_s \\ dq_L \\ dq_t \end{array} \right\} \text{ از هوا به آب است:}$$

(در این حالت هم  $dq_s$  و هم  $dq_L$  از هوا به آب است.)  
در حالت 2:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_a > t_i \\ W_a < W_i \\ h_a > h_i \end{array} \right\} \text{ زیرا } \left\{ \begin{array}{l} dq_s \\ dq_L \\ dq_t \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{از هوا به آب است} \\ \text{از آب به هوا است} \\ \text{از هوا به آب است} \end{array}$$

قبل از ایجاد مفهوم پتانسیل انتالپی، تعیین فوری جهت جریان گرما،  $dq$  مقدور نبود زیرا مقادیر نسبی  $dq_s$  و  $dq_L$  مشخص نبودند. حال مقادیر نسبی  $h_i$  و  $h_a$  جواب را تعیین می کنند.  
در حالت 3:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_a > t_i \\ W_a < W_i \\ h_a < h_i \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{از هوا به آب} \\ \text{از آب به هوا} \\ \text{از آب به هوا} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} dq_s \\ dq_L \\ dq_t \end{array} \right\}$$

محسوس را کنترل می کند با آنچه که نرخ انتقال جرم را کنترل می کند یکسان است. بنابراین رابطه ای تناسبی بین  $h_D$  و  $h_c$  وجود دارد. بعضی از جزئیات مربوط به تحلیل لایه مرزی به صورت زیر بیان می شود.

$$h_D = \frac{h_c}{c_{pm}} \quad (29)$$

که  $c_{pm}$  گرمای ویژه هوای مرطوب است.  $\text{J/kg.K}$

گرمای ویژه هوای مرطوب برحسب یک کیلوگرم هوای خشک برابر با مجموع گرماهای ویژه هوای خشک و بخار آب موجود در آن است.

$$c_{pm} = c_p + w_a c_{ps} \quad (30)$$

پتانسیل انتالپی

پتانسیل انتالپی مفهوم بسیار سودمندی جهت تعیین گرمای کلی منتقله (شامل محسوس و نهان) در فرآیندهای مختلفی است که در آن ها تماس مستقیم بین آب و هوا وجود دارد. فرمول عمومی انتقال گرمای کلی ( $dq$ ) از جز سطح  $d_A$  از ترکیب معادله های (27) و (28) حاصل می شود.

$$dq_t = dq_s + dq_L = h_c dA (t_i - t_a) + h_D dA (W_i - W_a) h_{fg}$$

با استفاده از فرمول  $h_D$  از معادله (29) خواهیم داشت.

$$dq_t = h_c dA (t_i - t_a) + \frac{h_c}{c_{pm}} dA (W_i - W_a) h_{fg}$$

یا

$$dq_t = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (c_{pm} t_i - c_{pm} t_a + W_i h_{fg} - W_a h_{fg})$$

با جایگزینی معادله (30) داریم:

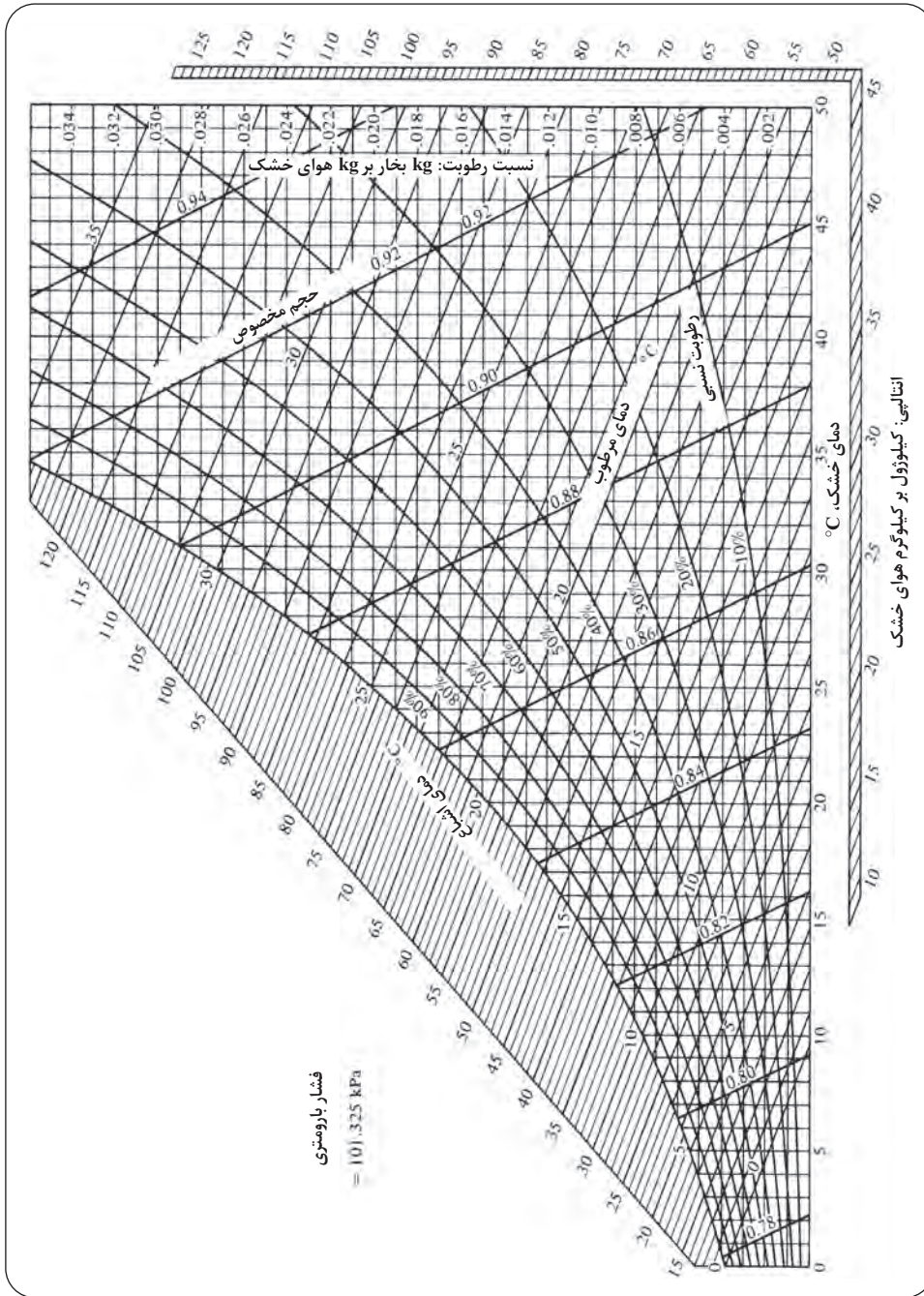
(31)

$$dq_t = \frac{h_c dA}{c_{pm}} [(c_p t_i + W_i h_{fg}) - (c_p t_a + W_a c_{ps} t_a - W_a c_{ps} t_i + W_a h_{fg})]$$

آخرین تقریب در معادله فوق با افزودن عبارتی است که در مقابل سایر جملات معادله (31) ناچیز است. این عبارت  $w_i h_i - w_a h_a$  است که  $h_i$  انتالپی آب اشباع در دمای  $t_i$  می باشد، بنابراین از معادله (31) رابطه زیر حاصل می شود.

(32)

$$dq_t = \frac{h_c dA}{c_{pm}} \{ [c_p t_i + W_i (h_f + h_{fg})] - [c_p t_a + W_a (h_f + h_{fg}) + c_{ps} t_a - c_{ps} t_i] \}$$



تصویر (24): نمودار سایکرومتری

در حالت سوم (44) وضع جالبی پیش می‌آید. در این حالت گرما از آب با دمای کمتر به هوای با دمای بیشتر جریان می‌یابد. در اینجا قانون دوم ترمودینامیک نقض نشده است زیرا انتقال به علت اختلاف در فشارهای جزئی بخار آب نیز باید به حساب آید.

محاسبه بارهای گرمایی و سرمایی

هدف از ساختن ساختمان‌ها ایجاد محیطی ایمن و راحت به‌رغم تغییرات در شرایط بیرون از ساختمان است. میزان موفقیت یک طرح بستگی به حفظ شرایط راحت و مطبوع داخل ساختمان به‌صورت اقتصادی دارد. گرچه کنترل شرایط داخل معمولاً به سامانه گرمایش و سرمایش فعال ساختمان بستگی دارد ولی طراحی گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع (HVAC) باید با بررسی دقیق مشخصات گرمایی پوسته خارجی ساختمان انجام شود. در نتیجه هم در ظرفیت دستگاه‌ها و هم در انرژی مصرفی در بهره‌برداری از سامانه موثر خواهد شد.

هدف اصلی در این مقاله بررسی روش‌های تأثیر مشخصات گرمایی پوسته خارجی ساختمان در طراحی سامانه‌های (HVAC) است که باعث حفظ شرایط مطلوب داخل ساختمان می‌شود، چون منظور از سامانه تأمین شرایط راحت است، ابتدا عوامل موثر در آسایش به‌صورت خلاصه بحث می‌شود.

ضوابط سلامتی و آسایش

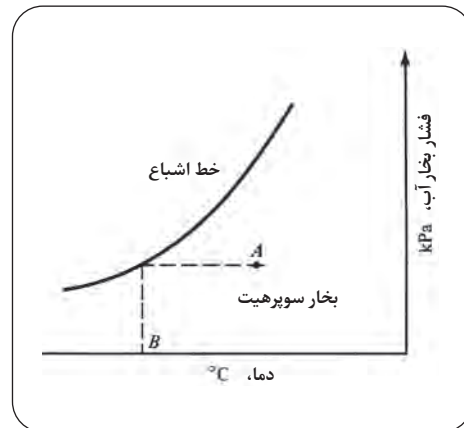
بدن انسان ارگانیسمی با قدرت تطابقی شگفت‌آور است. با آماده‌سازی در دوره بلندمدت بدن می‌تواند در شرایط گرمایی کاملاً استثنایی ایفای وظیفه کند. تغییرات در دما و رطوبت هوای بیرون از ساختمان در اغلب موارد از محدوده نرمال جهت حفظ قابلیت تطابق تجاوز می‌کند و بنابراین لازم است شرایط داخل ساختمان به‌نحوی اصلاح شود که سالم و مطبوع شود.

مطبوع بودن محیط از نظر گرمایی

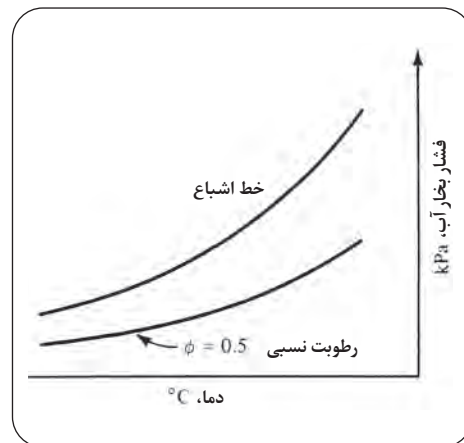
در تصویر (45) عوامل موثر در مطبوع بودن محیط از نظر گرمایی نشان داده شده است. گرمای بدن انسان در اثر فرآیندهای سوخت‌وساز به‌منظور حفظ دمای بدن تولید می‌شود. فرآیندهای سوخت و ساز تابع سن، سلامت و میزان فعالیت است. مثلاً ممکن است دامنه معینی از شرایط محیطی برای فردی سالم کاملاً قابل قبول باشد ولی برای شخص بیماری همین شرایط غیرقابل تحمل شود. انسان با تغییر لباس برحسب فصل سال در واقع خود را برای تحمل دامنه شرایط محیطی وسیع‌تری آماده می‌کند.

بدن به‌طور دائم تولید گرما می‌کند و به‌لحاظ حفظ دمای ثابت بدن لازم است این گرما به محیط دفع شود.

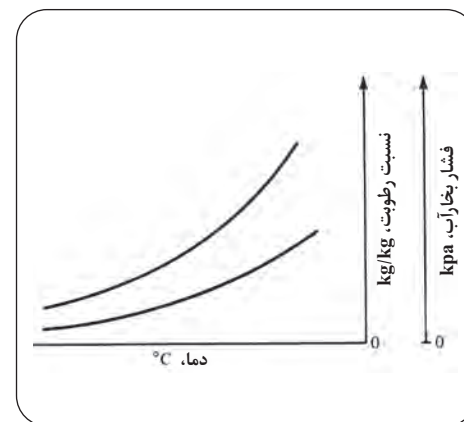
سازوکاری که توسط آن‌ها کنترل دما انجام می‌شود در تصویر (45)



تصویر (25): خط اشباع

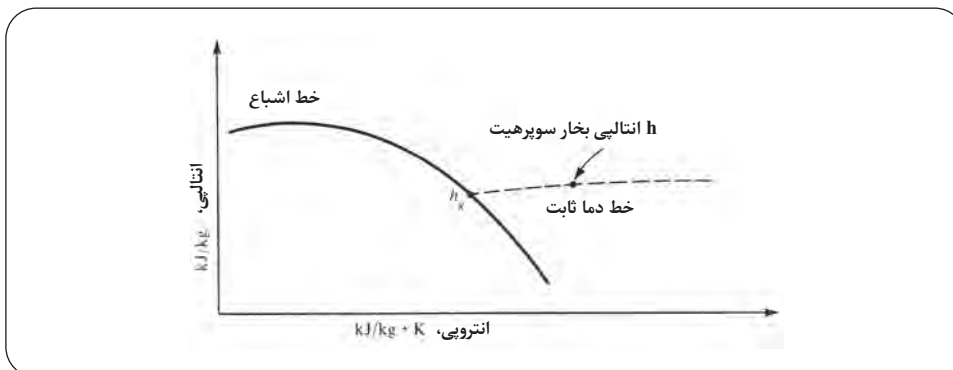


تصویر (26): خط رطوبت نسبی



تصویر (27): نسبت رطوبت  $W$  به‌عنوان محور عمودی دیگر نمودار





تصویر (28): خط دما ثابت نشان می‌دهد که انتالپی بخار آب سوپر هیت تقریباً برابر انتالپی بخار اشباع با دمای یکسان است

داشته باشد و بالعکس فردی که با لباس سبک در معرض سرعت هوای بیشتر است به‌رغم دمای بیشتر نیز احساس راحتی کند. دمای سطوح اطراف بر احساس راحتی فرد به همان اندازه موثر است که دمای هوا و نباید نادیده گرفته شود.

#### کیفیت هوا

برای تامین محیط راحت و سالم کیفیت هوا باید کنترل شود. منشأ آلودگی هم در محیط درونی و هم محیط بیرونی وجود دارد. کیفیت هوای درونی با حذف آلودگی یا با رقیق کردن هوا قابل کنترل است. تهویه نقش مهمی در هر دو مورد فوق دارد.

تهویه به‌عنوان تامین هوا یا به‌صورت طبیعی یا به کمک وسایل مکانیکی برای فضا تعبیر می‌شود. هوای تهویه از هوای بیرون و هوای برگشتی یا گردشی تشکیل شده است. از هوای بیرون ساختمان برای رقیق کردن استفاده می‌شود. در اکثر موارد وجود بو و تحریک مجاری فوقانی تنفسی یا چشم‌ها به‌دلیل فقدان تهویه مناسب است و نه به‌دلیل وجود آلودگی‌های مضر برای سلامتی بدن. البته امکان وجود آلودگی را نیز نباید فراموش کرد.

در استاندارد ASHRAE 62-81 تحت عنوان:

VENTILATION REQUIREMENT FOR MINIMUM ACCEPTABLE INDOOR AIR QUALITY  
 برای انواع ساختمان‌های مسکونی و روش تعیین نسبت هوای بیرون و هوای برگشت مشخص شده است.

اگر میزان آلودگی‌های هوای بیرون از حداقل کیفیت هوا در استانداردها تجاوز کند، ضوابط خاصی که در دامنه پوشش این مقاله نیست باید برگزیده شود. بنابراین در بررسی‌هایمان فرض بر این است که

نشان داده شده‌اند. فردی که در حال استراحت یا انجام کار سبک در یک محیط تهویه مطبوع باشد، گرمای بدنش از روش جابه‌جایی (با هوای محیط) و تابش (به سطوح اطراف که دارای دمای کمتری از بدن باشند) منتقل می‌شود. در هریک از این روش‌های انتقال گرما، تقریباً 30 درصد گرما دفع می‌شود.

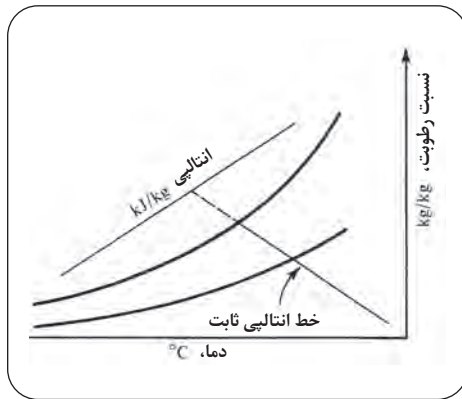
در تبخیر که از طریق تنفس و هم تعریق انجام می‌شود، 40 درصد بقیه گرما دفع می‌شود. با تغییر شرایط محیطی یا تغییر در میزان فعالیت این درصدها تغییر می‌کند. مثلاً اگر فردی کار سنگینی انجام دهد، مهم‌ترین سازوکار دفع گرما در بدنش به‌صورت تبخیر خواهد بود. چهار عامل محیطی در قابلیت بدن جهت دفع گرما موثرند: دمای هوا، دمای سطوح اطراف، رطوبت و سرعت هوا. مقدار و نوع لباس و سطح فعالیت ساکنان نیز موثر هستند. در طراحی یک سامانه تهویه مطبوع توجه خود را به کنترل این چهار عامل معطوف می‌کنیم. اگر فردی لباس مناسبی پوشیده باشد معمولاً دامنه تغییرات زیر از نظر احساس راحتی برایش قابل قبول است.

دمای موثر: از 20 تا 26°C

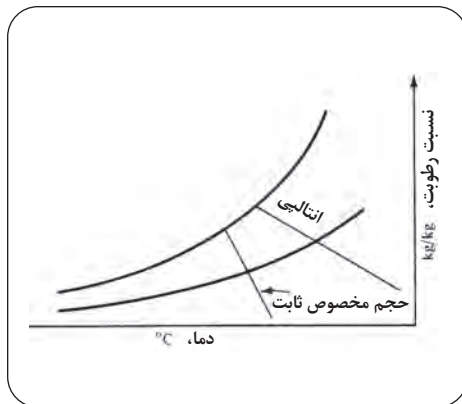
رطوبت: دمای نقطه شبنم از 2 تا 17°C

سرعت متوسط هوا: تا 0.25 متر در ثانیه

دمای موثر تقریباً برابر است با متوسط دمای خشک و دمای متوسط تابشی تا زمانی که دمای متوسط تابشی از 50°C کمتر بوده و سرعت هوا نیز از 0.4 m/s تجاوز نکند. دمای متوسط تابشی دمای یکنواخت سطح اتاقی فرضی است که با ساکن آن همان مقدار تبادل انرژی تابشی داشته باشد که این فرد با فضای غیریکنواخت واقعی اطرافش دارد. فردی که ملبس به لباس ضخیمی است ممکن است در دمای کم احساس راحتی



تصویر (29): خط انتالپی ثابت



تصویر (30): خط حجم مخصوص ثابت

هوای بیرون از ساختمان برای رقیق کردن مناسب است. جدول (3) نرخ هوای بیرون از ساختمان لازم برای تهویه سه نوع ساختمان مسکونی که در استاندارد موجود است را مشخص می‌کند. همان طور که در این جدول ذکر شده در فضاهایی که سیگار کشیدن مجاز باشد هوای رقیق کننده بسیار بیشتری مورد نیاز است. تهویه بار بزرگی بر تجهیزات گرمایش و سرمایش تحمیل کرده و از عوامل موثر در مصرف انرژی است. نوع سکونت و نرخ تهویه از مقوله‌هایی است که باید با دقت بررسی شوند.

مثلا اگر در یک بخش از ساختمان سیگار کشیدن مجاز و در بخش دیگر ممنوع باشد نرخ تهویه را نباید برای حالت سیگار کشیدن مجاز در تمام ساختمان در نظر گرفت.

همچنین امکان فیلتر کردن و تمیز نمودن هوا برای هوای برگشتی باید دقیقاً بررسی شود. استفاده از هوای برگشتی در مواردی که دمای هوای بیرون بسیار کم یا زیاد است باعث صرفه‌جویی در انرژی می‌شود. در استاندارد ASHRAE که در فوق ذکر شد روش زیر برای تعیین میزان مجاز هوای برگشتی ارائه شده است:

$$\dot{V} = \dot{V}_r + \dot{V}_m$$

که در آن:

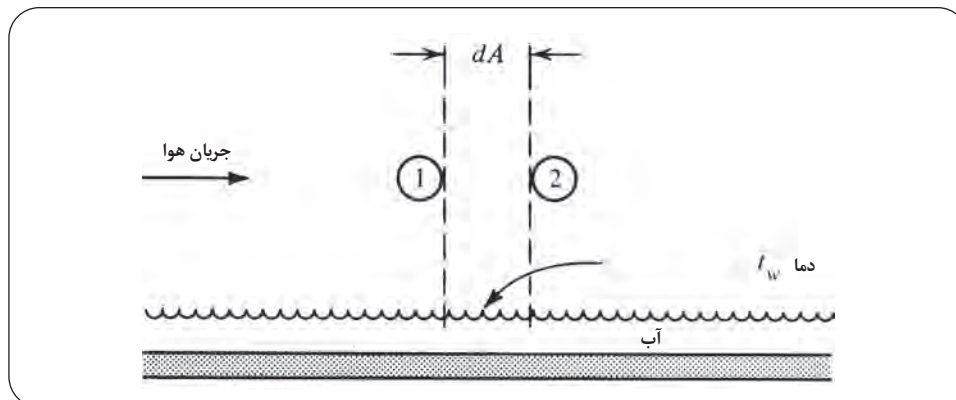
$$\dot{V} = \text{نرخ هوای فراهم شده برای تهویه برحسب L/s}$$

$$\dot{V}_r = \text{نرخ هوای برگشتی L/s}$$

$\dot{V}_m = \text{حد اقل نرخ هوای بیرون مناسب برای نوع محل مسکونی مانند آنچه که در جدول (3) در ستون سیگار کشیدن ممنوع ذکر شده است ولی هیچوقت نباید از 2.5 L/s برای هر نفر کمتر باشد.}$

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{V}_o - \dot{V}_m}{E}$$

$\dot{V}_o = \text{نرخ هوای بیرون از ساختمان طبق جدول (3) برای هر نوع}$



تصویر (31): عبور جریان هوا از روی سطح مرطوب

در طراحی سامانه تهویه ساختمان کلیه عوامل موثر در آسایش باید در نظر گرفته شود. این عوامل روی ظرفیت سامانه و کنترل آن و طراحی و نصب سامانه کانال کشی یا واحدهای انتهایی موثر است. مثلاً قرار دادن واحدهای گرمایی زیر پنجره یا در مجاور دیوار خارجی ممکن است آثار ناشی از کم بودن دمای سطوح مذکور را جبران کند.

تعیین اتلاف‌ها و اکتساب‌های گرمایی

انتقال گرما از پوسته ساختمان تابع جنس مصالح و مواد ساختمانی، مشخصات هندسی مانند ابعاد، شکل و جهت ساختمان و وجود منابع گرمای داخلی داخل ساختمان و آب و هوا و مشخصات جغرافیایی منطقه است. در طراحی سامانه نیاز به مطالعه هریک از عوامل فوق و آثار این عوامل بر یکدیگر می‌باشد.

هدف از محاسبه اتلاف‌ها و اکتساب‌های گرمایی تعیین ظرفیت دستگاه‌های مختلف گرمایش و تهویه مطبوع است به نحوی که محیط کاملاً راحت و دلپذیر باشد. بنابراین این محاسبات باید براساس شرایط بار بیشینه برای گرمایش و سرمایش و از نظر شرایط محیطی نیز نزدیک به شرایط فوق‌العاده‌ای باشد که معمولاً پیش می‌آید. مقادیر استاندارد طراحی برای دما، رطوبت نسبی و شدت تابش خورشید معمولاً از کتاب‌های مرجع قابل دسترسی است.

در طی سال‌ها روش‌های متعددی جهت محاسبه بار ایجاد شده است. در اینجا آنچه که توسط ASHRAE تدوین شده بررسی خواهد شد. اگر چه روش‌های دیگر تا حدودی متفاوت هستند. بارها عموماً به چهار نوع تقسیم می‌شوند. (طبق تصویر 46)

بار ناشی از انتقال: گرمای اتلافی یا گرمای اکتسابی ناشی از اختلاف دما در طرفین اجزای ساختمانی.

بار خورشیدی: گرمای اکتسابی به علت انتقال انرژی خورشیدی از اجزای شفاف ساختمان به داخل ساختمان.

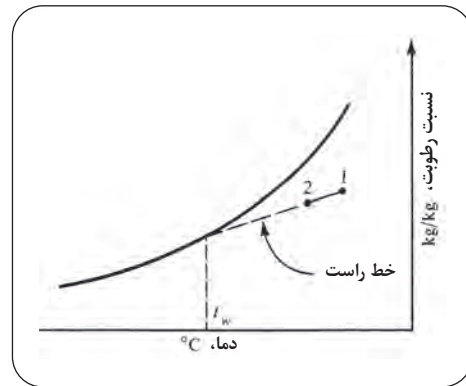
بار ناشی از نفوذ هوا به درون: گرمای اکتسابی یا گرمای اتلافی به علت نفوذ هوای بیرون از ساختمان به داخل ساختمان.

بار درونی: گرمای اکتسابی ناشی از رها شدن انرژی در درون فضا (روشنایی، افراد، تجهیزات، غیره).

در اثر این بارها دمای فضا تغییر می‌کند یا دستگاه‌های گرمایش و سرمایش در جهت خنثی کردن آن‌ها و حفظ دما و شرایط مطلوب کار خواهند کرد. در اینجا روش‌های محاسبه این بارها بررسی خواهند شد. در کتاب: ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTALS VOLUME 2005 این روش‌ها به صورت مشروح بررسی شده‌اند.

شرایط طراحی

شرایط طراحی برای تعیین بارهای گرمایی و دمای خشک درون و



تصویر (32): شرایط هوا که به طرف خط اشباع در دمای سطح مرطوب متمایل می‌شود

محل مشخص و سیگار کشیدن ممنوع یا مجاز، L/s  
 $E =$  بازده حذف ذرات توسط دستگاه فیلتر هوا. بازده باید نسبت به نوع آلودگی که حذف می‌کند، مشخص شود. جدول (4) بازده لازم برای حذف ذرات 1 میکرون را مشخص می‌کند.

مثال (15): برای سالن اجتماعات یک ساختمان اداری در صورتی که سیگار کشیدن مجاز باشد، تعیین کنید نرخ تهویه، نرخ هوای بیرون و هوای برگشتی. فیلتری با بازده  $E = 60$  درصد برای حذف دود سیگار موجود است.

حل: جدول (15) نشان می‌دهد که در اینجا  $17.5 \text{ L/s}$  هوای بیرون برای هر نفر برای تهویه فضا بدون هرگونه برگشت یا فیلتر کردن مورد نیاز است. ضمناً طبق جدول برای فضاهایی که در آن‌ها سیگار کشیدن ممنوع است،  $3.5 \text{ L/s}$  هوای بیرون برای هر نفر مورد نیاز است که در اینجا حداقل مورد نیاز فرض می‌شود.

(الف) تامین  $17.5 \text{ L/s}$  هوای بیرون به ازای هر نفر بدون برگشت یا (ب) محاسبه میزان مجاز هوای برگشتی و میزان تهویه مورد نیاز مطابق زیر:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{V}_o - \dot{V}_m}{E} = \frac{17.5 - 3.5}{0.6} = 23.3 \text{ L/s}$$

بنابراین  $\dot{V}_r = 23.3 \text{ L/s} = 26.8 \text{ L/s}$  برای هر نفر.

گرچه نرخ تهویه کل در حالت دوم در مثال (14) بیشتر است ولی انرژی مورد لزوم به علت کم بودن نرخ هوای بیرون کمتر می‌باشد. اگر آلودگی‌ها مانند دود سیگار، بوی بدن، رطوبت یا میزان گاز کربنیک بالا ناشی از ساکنان باشد، تهویه تا زمانی که فضا مسکونی نشده است، مورد نیاز نخواهد بود. اگر سایر منابع آلودگی، مانند دستگاه‌هایی یا فرآیندی، گاز خروجی از مواد یا تولید طبیعی گاز رادون در فضا موجود باشد لازم است مقدار مناسبی از تهویه حتی بدون وجود ساکنان تامین شود.

بیرون ساختمان می‌باشند. برای گرمایش دمای داخل ساختمان معمولاً در حدود 20 تا 22 درجه و برای سرمایش  $24^{\circ}\text{C}$  تا  $26^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته می‌شود. حداقل رطوبت نسبی 30 درصد برای زمستان و حداکثر 60 درصد در تابستان فرض می‌شود: برای گرمایش، معمولاً مقدار 97.5 درصد دمای خارج انتخاب می‌شود. این به معنی این است که در درازمدت، دمای خشک هوای بیرون از ساختمان در 97.5 درصد ساعات سردترین ماه‌های سال مساوی یا بیشتر از مقدار انتخابی خواهد بود. در دمای هوای بیرون 97.5٪، هوا اشباع شده فرض می‌شود. مجموعه شرایطی که برای تعیین بار سرمایی مشخص می‌شود پیچیده‌تر و شامل دمای خشک، رطوبت و شدت تابش خورشید است. شرایط بیشینه بار در ماه‌های گرم سال معمولاً با حداکثر وضعیت خورشیدی منطبق است تا مقدار بیشینه دمای هوای بیرون. بنابراین باید در چندین ساعت روز یا چندین زمان سال محاسبات انجام شود تا حداکثر ظرفیت گرمایی مشخص شود. محاسبات بار برودتی به منطقه جغرافیایی و جهت ساختمان بستگی دارد، مثلاً حداکثر بار خورشیدی در اتاقی که رو به مشرق قرار دارد در ساعت 8 صبح محقق می‌شود. حال آنکه برای اتاق غربی ممکن است حداکثر بار در ساعت 4 بعد از ظهر وقوع یابد. حداکثر بار خورشیدی اتاق‌های رو به جنوب در زمستان واقع می‌شود تا در تابستان. البته در صورتی که یک سامانه سرمایی چندین فضای مختلف را که در جهات مختلف قرار دارند تغذیه کند بار حداکثر سامانه ممکن است در زمانی غیر از بار حداکثر هریک از فضاها وقوع یابد. پس از انجام چند محاسبه، محاسب به انتخاب زمان‌های مناسب برای حداکثر بار پی خواهد برد.

جدول (5) دمای طراحی هوای بیرون را برای تعدادی از شهرهای

امریکا مشخص می‌کند.

این جدول دمای خشک 97.5٪ را برای زمستان و دمای خشک 2.5٪ در صد و دمای مرطوب همزمان آن را برای تابستان نشان می‌دهد. دمای خشک 2.5٪ دمایی است که در 2.5٪ ساعات بین ماه‌های ژوئن تا سپتامبر دمای محیط از این دما بیشتر می‌شود.

جدول (12) تا (14) که اطلاعات بیشتری در مورد بار خورشیدی ارائه می‌دهد که در موقع مطالعه بار خورشیدی از پنجره و انتقال گرما از دیوارها و سقف مطرح خواهد شد.

مثال (16): دمای بیرون و درون ساختمانی را که قرار است در دنور کلرا دو ساخته شود، انتخاب کنید.

حل: از جدول (5) برای شرایط طراحی تابستان اعداد زیر به دست می‌آید:

دمای خشک طراحی در تابستان =  $33^{\circ}\text{C}$

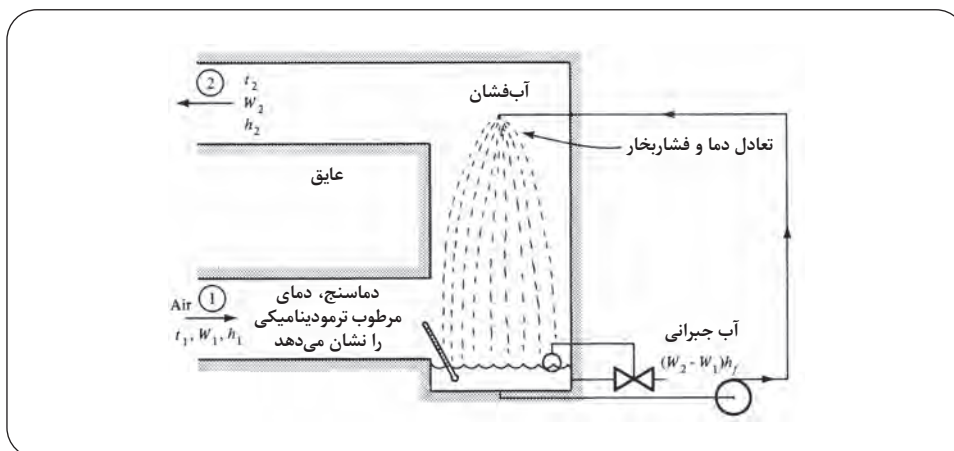
دمای مرطوب همزمان =  $15^{\circ}\text{C}$

با فرض این که شرایط خاصی موجود نباشد دمای طراحی درون ساختمان در تابستان  $25^{\circ}\text{C}$  و 60٪ رطوبت نسبی انتخاب می‌شود.

برای زمستان دمای هوای بیرون  $17^{\circ}\text{C}$ - از جدول (5) به دست می‌آید و اگر هیچ‌گونه شرایط خاصی موجود نباشد، دمای درونی  $20^{\circ}\text{C}$  و 30٪ رطوبت نسبی انتخاب می‌شود.

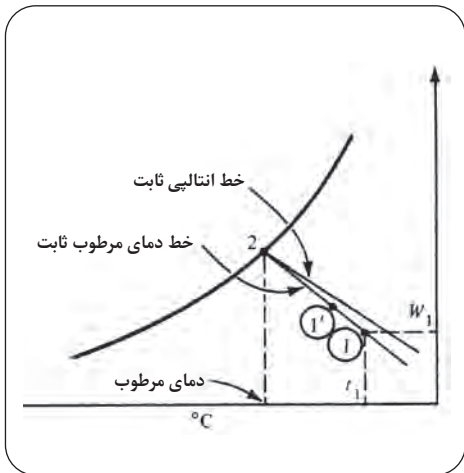
باید توجه داشت که دمای طراحی درونی فقط باعث محدودیت در شرایط طراحی در وضعیت حدی افزایش می‌شود و در زمان‌هایی که دمای هوای بیرون از دمای طراحی بیشتر باشد (در فصل زمستان) می‌توان در صورت لزوم دمای درونی بیشتر از  $20^{\circ}\text{C}$  تامین کرد.

انتقال انرژی گرمایی



تصویر (33): اشباع آدیاباتیک





تصویر (34): خط دمای مرطوب ترمودینامیکی ثابت

پانل گچی 13 mm  $0.08 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$   
 لایه هوای درونی  $0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$   
 مقاومت کل  $R_{\text{tot}} = 2.812 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

اگر فضاهای زیرزمین گرم یا سرد نشوند، غالباً از گرمای اتلافی از سطوح زیرزمین صرف نظر می شود. بار گرمایی در چنین مواردی براساس تعیین دمای این فضاها و انتقال گرما از طریق کف بالای آنها محاسبه می شود. اگر فضاهای زیرزمین باید گرم یا سرد شوند در این صورت اتلافات ناشی از انتقال گرما براساس مقاومت گرمایی دیوار و سقف و دمای درون و دمای زمین در مجاورت دیوار باید انجام شود. برای ساختمان هایی که کف آنها روی زمین قرار دارد گرمای اتلافی

روش عمومی برای محاسبه اتلاف ها یا اکتساب های گرمایی از طریق انتقال انرژی گرمایی با استفاده از معادله (34) است:

$$q = \frac{\Delta t}{R_{\text{tot}}^*} = \frac{A \Delta t}{R_{\text{tot}}} = UA(t_o - t_i)$$

که در آن:

$UA = 1/R_{\text{tot}}^*$  برحسب  $\text{W/K}$  است.

$R_{\text{tot}}^* =$  مقاومت گرمایی کل برحسب  $\text{K/W}$

$U =$  ضریب انتقال گرمای کل برحسب  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$

$A =$  مساحت برحسب  $\text{m}^2$

$t_o - t_i =$  اختلاف دمای بیرون و درون ساختمان،  $\text{K}$

برای تعیین بار گرمایی اختلاف دما عبارت است از: دمای خشک %

97.5 هوای بیرون منهای دمای طراحی درون ساختمان.

ضریب انتقال گرمای کل ( $U$ ) تابعی از مقاومت های گرمایی است.

جدول (6) مقادیر مقاومت گرمایی برای مصالح ساختمانی رایج و برای

یک مترمربع از سطح ارائه شده است. مثال (17) چگونگی تعیین مقدار

$U$  برای یک دیوار نمونه را نشان می دهد.

مثال (17): مقاومت گرمایی کل واحد سطح دیوار با برش نشان داده

شده در شکل را محاسبه کنید.

حل: با استفاده از جدول (6) مقاومت ها محاسبه خواهند شد:

لایه هوای بیرون  $0.029 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

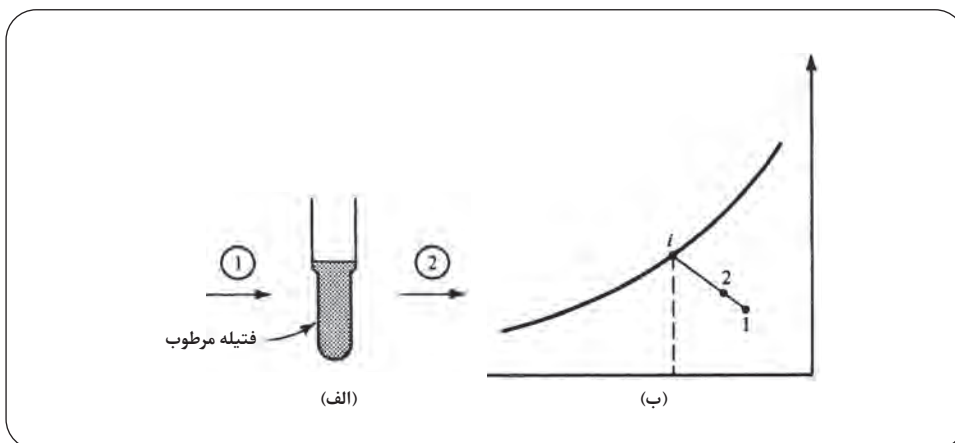
آجر نما  $0.76 \times 0.09 = 0.068 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

فاصله هوایی  $0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

پوشش، 13 mm تخته فیبر  $0.23 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

عایق، 17.5 mm الیاف معدنی  $1.94 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

فاصله هوایی  $0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$



تصویر (35): (الف) دماسنج مرطوب و (ب) فرآیند روی نمودار سایکرومتری

بیشتر تناسب با طول محیط کف (برحسب متر) دارد، تا سطح کف بنابراین:

$$q_{\text{کف}} = F(\text{محیط}) (t_o - t_i)$$

که در آن F مقدار ثابتی است.

داده‌های کمی در مورد تعیین مقدار F برای کف‌های بزرگ موجود است. برای کف‌هایی با مقیاس ساختمان‌های مسکونی  $F = 1.4 \text{ W/m.K}$  (برای لبه‌هایی که  $F = 0.9 \text{ W/m.K}$  (برای لبه‌هایی که  $2.5 \text{ cm}$  عایق شده) می‌باشد. این مقادیر باید تقریبی تلقی شوند و معمولاً خیلی دست بالا گرفته شده‌اند.

بارهای ناشی از نفوذ هوا و تهویه

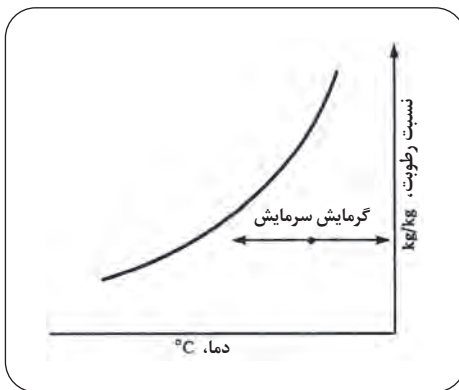
ورود هوای بیرون به فضا، هم بر دمای هوا و هم بر میزان رطوبت تاثیر می‌گذارد. معمولاً بین دو اثر اختلاف وجود دارد یکی اثر روی دما که بار محسوس و دیگری اثر روی رطوبت که بار نهان نامیده می‌شود. این اصطلاح در مورد اجزای بارهای دیگر نیز صادق است. مثلاً بارهای ناشی از انتقال و بارهای خورشیدی بار محسوس هستند زیرا فقط روی دما موثرند، درحالی‌که بارهای داخلی که ناشی از سکونت افراد است دارای اجزای محسوس و نهان است. اتلاف یا اکتساب گرمای ناشی از ورود هوای بیرون به صورت زیر بیان می‌شود:

$$q_{\text{is}} = 1.23 \dot{Q} (t_o - t_i) \quad \text{و} \quad q_{\text{h}} = 3000 \dot{Q} (W_o - W_i)$$

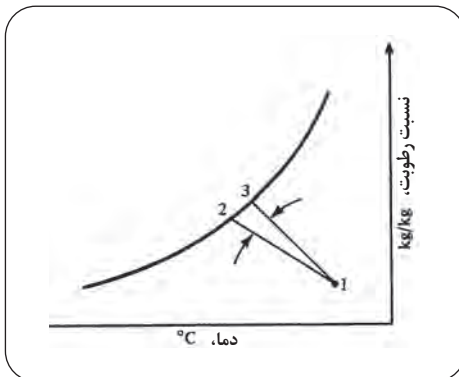
که در آن:

$Q =$  گذر حجمی هوای بیرون برحسب L/s

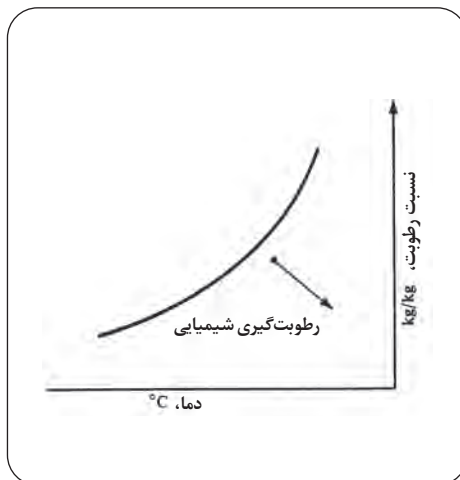
$W =$  نسبت رطوبت، آب به هوا، kg/kg



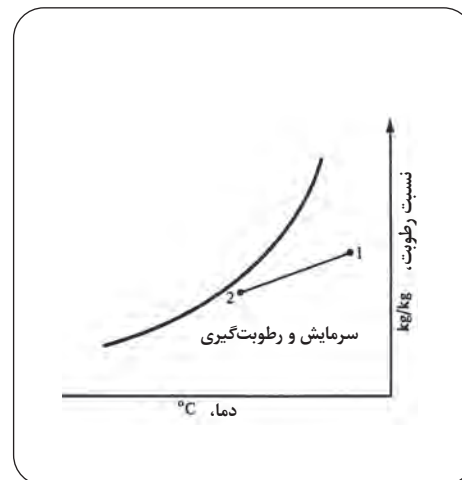
تصویر (36): گرمایش یا سرمایش محسوس



تصویر (37): رطوبت‌زنی



تصویر (39): رطوبت‌گیری شیمیایی



تصویر (38): سرمایش و رطوبت‌گیری

حفظ کرد. همچنین فن‌های تخلیه عموماً در توالت‌ها، موتورخانه‌ها یا آشپزخانه‌ها قرار می‌گیرند تا هوا یا بو از این فضاها به بقیه قسمت‌های ساختمان منتقل نشود.

در این جا باید به این نکته اشاره کرد که گرچه هوای بیرون ساختمان که برای تهویه به داخل ساختمان کشیده می‌شود بر تجهیزات گرمایش و سرمایش بار اضافی تحمیل می‌کند ولی این بار در نقطه مطبوع‌سازی (آمایش) هوا بر سامانه وارد می‌شود و نه در فضایی که مورد مطبوع‌سازی است. بنابراین لازم است که بین بارهای تجهیزات (هواساز) و بارهای فضا که برای تعیین گذر جرمی هوای لازم برای فضاهای ساختمان استفاده می‌شوند. تفاوت قائل شد.

خلاصه روش‌های تعیین بارهای گرمایی

برای تعیین بار گرمایی یک ساختمان لازم است یک روش منسجم و قدم به قدم به کار گرفت. قدم‌های لازم به شرح زیر طبقه‌بندی می‌شوند.

1- دمای طراحی را برای هوای بیرون در زمستان (مقدار 97.5٪) از جدول (5)، انتخاب کنید.

2- دمای طراحی داخل ساختمان که با فعالیت‌هایی که در آن انجام می‌شود، هماهنگی داشته باشد و حداقل رطوبت نسبی مجاز را انتخاب کنید.

3- وجود هرگونه شرایط خاص مانند فضاهای مجاور که نباید گرم شوند تعیین شود. در صورت لزوم دمای این فضاها تخمین زده شود.

4- براساس نقشه‌ها و مشخصات ساختمان، ضرایب انتقال گرما و مساحت اتاق‌ها و فضاهای مختلف ساختمان را محاسبه کنید. دیوارها و پارتیشن‌های داخلی جداکننده فضاهایی که دارای دمای یکسان هستند را می‌توان حذف نمود.

5- براساس اجزای ساختمان، طراحی و عملکرد سامانه، سرعت با دو اختلاف دمای درون و بیرون و نرخ نفوذ هوا یا تهویه هوای بیرون را محاسبه کنید: توجه کنید که جزو نهان بار هوای نفوذی به درون یا بار تهویه فقط در مواردی لحاظ شود که هوای تهویه مطبوع باید رطوبت‌زنی شود تا حداقل سطح رطوبت مناسب در درون ساختمان حفظ گردد. معمولاً رطوبت‌زنی در سامانه‌هایی که در آب‌وهوای معتدل و ملایم کار می‌کنند حذف می‌شود.

6- با استفاده از اطلاعات طراحی فوق‌الذکر، اتلاف گرما از هر سطح پوسته خارجی ساختمان و اتلاف گرما از طریق نفوذ هوا و یا تهویه را محاسبه کنید. این مقادیر را جهت تعیین اتلاف گرمای کل و تعیین ظرفیت لازم تجهیزات گرمایشی جمع کنید.

7- هرگونه شرایط خاصی را که ممکن است در تعیین ظرفیت تجهیزات موثر باشد در نظر بگیرید. سه حالت ممکن است ظرفیت

نفوذ هوا عبارت است از ورود هوای مطبوع نشده بیرون از ساختمان به‌طور مستقیم به داخل به‌صورت کنترل نشده که ناشی از نیروهای طبیعی مانند باد و شناوری به‌علت اختلاف دمای بین درون و بیرون ساختمان است.

تهویه عبارت است از وارد کردن عمدی هوای درون به درون ساختمان با استفاده از وسایل مکانیکی. هوای ورودی یا به‌صورت طبیعی و نفوذ به بیرون و یا توسط وسایل مکانیکی تخلیه می‌شود.

در ساختمان‌های اداری، تجاری و آموزشی توصیه می‌شود که ورود هوای بیرون جهت تهویه مناسب، کنترل شده و اتلاف انرژی به حداقل برسد. چون نفوذ هوا به درون خودبه‌خود انجام می‌شود در طراحی و ساخت این ساختمان‌ها باید سعی شود که نفوذ کنترل نشده هوا به داخل به حداقل محدود شود. این کار با درزبندی پوشش بیرونی ساختمان با استفاده از فضای میانی یا درهای چرخان و یا حفظ فشار درون ساختمان کمی بیشتر از بیرون انجام‌پذیر است ولی اگر ساختمان تهویه مکانیکی نداشته باشد یا فن‌های سامانه کار نکنند، نفوذ هوا به درون صورت می‌گیرد. تعیین گذر حجمی هوای نفوذی به‌صورت دقیق بسیار مشکل است. این دبی به کیفیت ساخت ساختمان، سرعت با دو جهت آن، اختلاف دمای خارج و داخل و فشار داخل ساختمان بستگی دارد. روشی که معمولاً در محاسبات بار مورد استفاده قرار می‌گیرد. تعیین نفوذ هوا برحسب تعداد تعویض هوا در ساعت است.

یک تعویض هوا در ساعت، گذر حجمی است که از نظر عددی معادل حجم داخلی فضا است.

تعداد تعویض هوا در ساعت برای ساختمان‌های کوچک بدون وجود افزایش فشار داخل نسبت به خارج به‌صورت تابعی از سرعت با دو اختلاف دما تعیین می‌شود.

$$c+bv+a(t_0-t_i) = \text{تعداد تعویض هوا در ساعت} \quad (34)$$

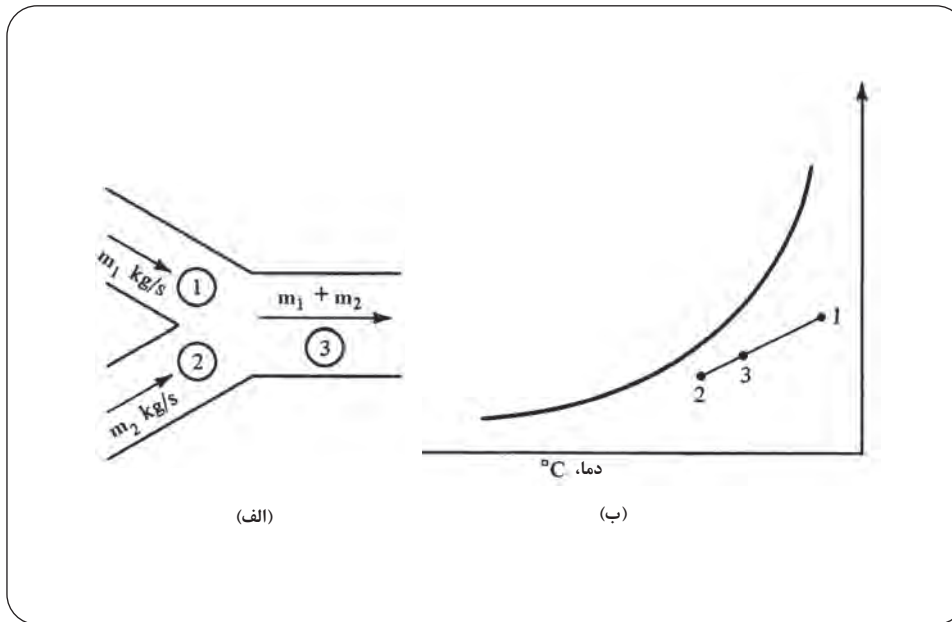
که در آن:

$a, b, c$  = ثابت‌هایی هستند که به‌صورت تجربی تعیین می‌شوند.

$v$  = سرعت باد برحسب متر بر ثانیه

مقادیر  $a, b, c$  در جدول (7) ارائه شده است. برای ساختمان‌های غیرمسکونی (تجاری و آموزشی و...) رایج است که برآورد نفوذ هوا در محاسبه بارهای گرمایی یا سرمایی فقط هنگامی که فن‌های سامانه تهویه کار نکنند انجام شود. مثلاً جهت حفظ حداقل دما در محاسبه سامانه گرمایی ساختمان‌های اداری که در هنگام شب ساکنی ندارند.

گذر حجمی هوای بیرونی جهت تهویه از جدول (3) است. با تعیین ظرفیت فن‌های تخلیه، کمتر از هوایی که توسط تهویه به داخل ساختمان آورده می‌شود می‌توان فشار داخل ساختمان را کمی بیشتر از خارج



تصویر (40): (الف) شکل شمایی فرآیند اختلاط (ب) نمایش فرآیند اختلاط روی سایکرومتری

تجهیزات را تحت تاثیر قرار دهد.

الف- اگر ساختمان و سامانه گرمایشی آن به نحوی طراحی شوند که هدف استفاده از گرمای اکتسابی از خورشید به طور غیرفعال بوده در این حالت ظرفیت‌های ذخیره گرمایی باید براساس تحلیل اتلاف گرمای دینامیک باشد و نه استاتیک.

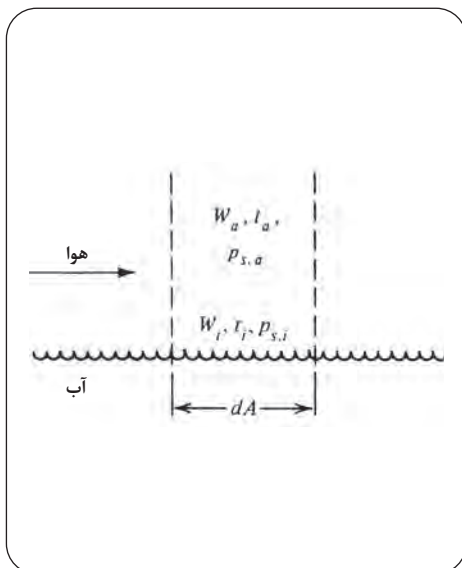
ب - در ساختمانی که بار داخلی یکنواخت و قابل ملاحظه‌ای (تولید گرما) در زمان حداکثر اتلاف گرمایی به صورت انتقال و تهویه دارد، ظرفیت تجهیزات گرمایش ممکن است به میزان تولید گرمای داخلی کاهش یابد. مثلاً در بیمارستان یا ساختمان صنعتی که در طول 24 ساعت کار می‌کند.

ج - ساختمانی که به صورت یکنواخت و پیوسته کار نکرده و دمای درون ساختمان در مدت زمان طولانی که ساکنی نداشته باشد کاهش یابد، ظرفیت اضافی جهت رساندن دمای هوا و دمای سطوح به سطح قابل قبول در زمان کوتاه مورد نیاز خواهد بود. حالت دیگر این است که به جای استفاده از ظرفیت اضافی، سامانه گرمایی را زودتر از موقع به کار انداخت تا ساختمان به تدریج گرم شود.

اجزای بار برودتی

تعیین بار برودتی پیچیده‌تر از تعیین بار گرمایی است توجه بیشتری باید به بارهای درونی، بارهای نهان و بارهای خورشیدی شود.

بارهای درونی



تصویر (41): انتقال گرما و جرم بین هوا و یک سطح مرطوب



جدول (9) بار ناشی از ساکنان را به صورت تابعی از میزان فعالیت آن‌ها نشان می‌دهد.

مهم‌ترین پارامتر نامشخص در تعیین این قسمت از بارها تعداد ساکنان است. اگر تعداد ساکنان مشخص نباشد، مقادیری که در جدول (11) ذکر شده می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد چون جزئی از گرمای منتقله در اثر ساکنان به صورت تابشی است، در روش ASHRAE از ضریب بار سرمایی جهت بهتر نشان دادن بارهای واقعی می‌توان سود برد: جدول (11) این نتایج را منعکس می‌کند، بنابراین:

بار سرمایی محسوب ناشی از ساکنان برحسب وات =  
(از جدول 11) CLF × تعداد افراد × گرمای اکتسابی ناشی از هر فرد جدول (9)

گرچه در تعیین بارهای درونی تعدادی از پارامترهای نامشخص وجود دارد، نظر به این‌که این بارها بسیار با اهمیت هستند، باید حتی‌الامکان با دقت تعیین شوند.

بار خورشیدی منتقله از سطوح شفاف گرمای اکتسابی به علت انرژی خورشیدی تابشی روی یک سطح بستگی به مشخصات فیزیکی سطح دارد. خاصیت‌های نوری هر سطح با رابطه زیر بیان می‌شود.

$$\tau + \rho + \alpha = 1$$

که در آن:

$\tau$  = انتقال

$\rho$  = بازتاب

$\alpha$  = جذب

مقدار هریک از این کمیت‌ها اثر مهمی بر اکتساب گرمایی خورشیدی دارد. برای سطوح شفاف مانند پنجره که در تصویر (48) نشان داده شده است، انرژی خورشیدی که از سطح عبور می‌کند ( $q_{sg}$ ) برحسب وات با فرمول زیر بیان می‌شود:

$$q_{sg} = A(\tau I_t + N\alpha I_r) = AI_t(\tau + N\alpha) \quad (36)$$

که در آن:

$I_t$  = انرژی خورشیدی تابشی بر سطح خارجی برحسب  $W/m^2$

$N$  = نسبت انرژی تابشی جذب شده که به صورت هدایت و جابه‌جایی

به محیط درون ساختمان انتقال می‌یابد به کل انرژی جذب شده.

در شرایط یکنواخت نشان داده شده که  $N = U/h_o$  که در آن  $h_o$  برابر با

ضریب انتقال گرمای هوای بیرون برحسب  $W/m^2.k$  است.

بنابراین:

$$q_{sg} = AI_t \left( \tau + \frac{U\alpha}{h_o} \right)$$

مهم‌ترین منابع ایجاد بار داخلی عبارتند از روشنایی، ساکنان و تجهیزاتی که در ساختمان کار می‌کنند. بارهای درون ساختمان یکی از پارامترهای اصلی در ساختمان‌های غیرمسکونی هستند. مقدار گرمای اکتسابی در فضا ناشی از روشنایی، بستگی به وات لامپ‌ها و نوع چراغ دارد. اگر از لامپ فلورسنت استفاده شود، انرژی اتلافی توسط «بالاست» باید در محاسبه بارهای درونی در نظر گرفته شود. چون غالباً روشنایی بزرگ‌ترین جزو بارهای درونی است، بنابراین در تعیین آن باید دقت لازم به کار رود. قسمتی از گرما که به صورت انرژی تابشی از روشنایی ناشی می‌شود به صورت بار لحظه‌ای روی سامانه تهویه مطبوع اثر نمی‌کند. انرژی تابشی از چراغ‌ها ابتدا توسط دیوارها، کف و اثاثیه اتاق جذب شده و دمای آن‌ها بسته به جرم آن‌ها افزایش پیدا می‌کند. با افزایش دمای سطحی اجسام نسبت به دمای هوا، گرما به صورت جابه‌جایی از سطح آن‌ها منتقل شده و بالاخره به صورت بار در سامانه سرمایش خود را نشان می‌دهد. بنابراین به علت جرم اجسامی که انرژی تابشی را جذب می‌کند، بین روشن کردن کلیه چراغ‌ها و پدیدارشدن انرژی ناشی از روشنایی روی بار سرمایی تاخیر وجود دارد. بار سرمایی ناشی از روشنایی به دلیل فوق‌الذکر حتا مدتی بعد از خاموش کردن چراغ‌ها ادامه خواهد یافت. برای پیش‌بینی این‌گونه شرایط معادله زیر برای تعیین بار گرمایی ناشی از روشنایی پیشنهاد شده است:

$$q = (F_p)(F_p)(CLF)(F_p) \text{ وات}$$

که در آن:

$F_p$  = ضریب استفاده یا نسبت تعداد لامپ‌های روشن به تعداد نصب شده

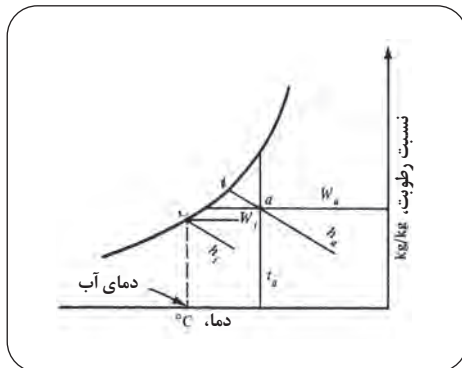
$F_p$  = ضریب بالاست برای لامپ‌های فلورسنت مساوی 1.2 برای اغلب انواع چراغ فلورسنت

CLF = ضریب بار سرمایی جدول (8)

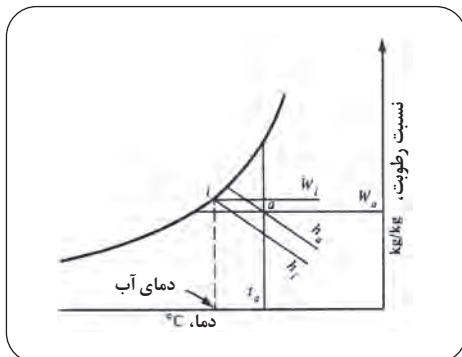
جدول (8) ضریب‌های بار سرمایی را برای دو نوع چراغ روشنایی رایج و مدت زمان 10 ساعت و 16 ساعت کار لامپ نشان می‌دهد.

در جدول (8)، چراغ فلورسنت نوع X از نوع توکار است و تهویه نمی‌شود و دریچه‌های رفت و برگشت زیر سقف یا داخل سقف قرار دارند. چراغ فلورسنت نوع Y از نوع روکار یا آویز است و تهویه می‌شود. دریچه‌های هوای رفت زیر یا داخل سقف قرار دارند و دریچه‌های هوای برگشت در اطراف چراغ فلورسنت و درون فضای سقف قرار می‌گیرند.

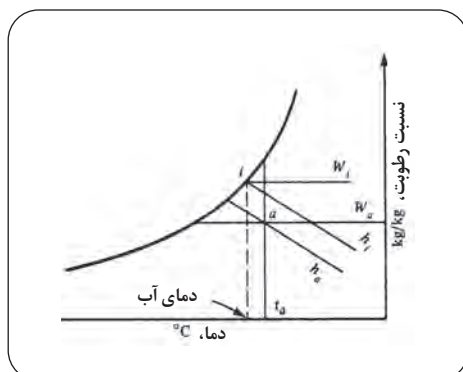
برای تجهیزات گرم‌مازا لازم است توان مصرفی، زمان استفاده و یا تعداد دفعات استفاده به‌نحوی مشابه با روشنایی تعیین شود. برای تجهیزاتی که دارای انرژی تابشی اندکی هستند CLF را می‌توان مساوی 1.0 فرض نمود.



تصویر (42): حالت 1- $q_1$  از هوا به آب



تصویر (43): حالت 2- $q_2$  از هوا به آب



تصویر (44): حالت 3- $q_3$  از هوا به آب

مقدار  $I(\tau + U\alpha/h_o)$  برای پنجره شفاف با یک لایه شیشه، به نام ضریب گرمای خورشیدی اکتسابی (SHGF) برای دو عرض جغرافیایی برحسب ماه‌های مختلف سال و جهت‌های مختلف در جدول (12) نشان داده شده است.

ضریب سایبان (SC) برای تطبیق و اصلاح اعداد SHGF به کار می‌رود تا سایر انواع شیشه یا وسایلی که برای ایجاد سایه داخلی به کار می‌روند نیز در محاسبات در نظر گرفته شوند. این نسبت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$SC = \frac{\tau + U\alpha/h_o}{(\tau + U\alpha/h_o)_{ss}}$$

که در آن اندیس (ss) مربوط به شیشه یک لایه شفاف است. اعداد نمونه مربوط به ضریب سایه برای انواع مختلف شیشه با یا بدون سایبان داخلی در جدول (13) ارائه شده است. اگر اجسام یا سطوح بیرونی روی پنجره ایجاد سایه کنند، مقادیر SHGF برای جهت شمال به عنوان مقدار مربوط به قسمتی از شیشه که توسط سایه پوشیده شده است، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

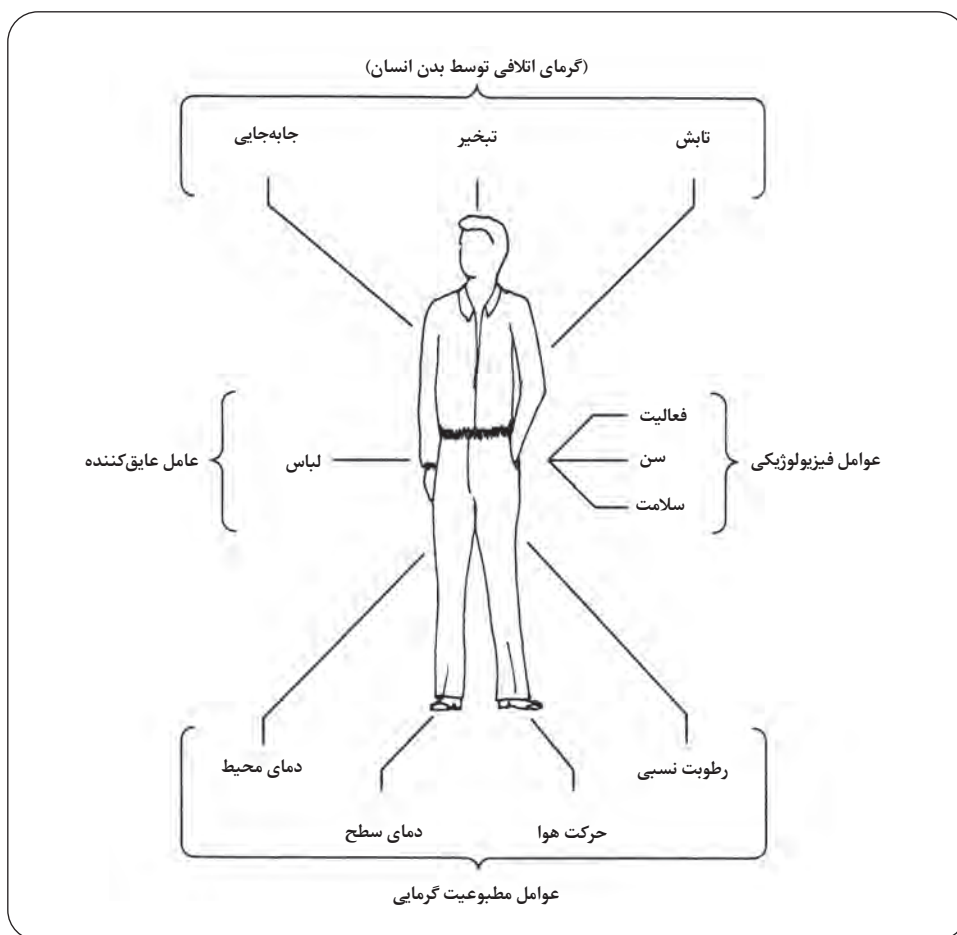
انرژی خورشیدی که از پنجره عبور می‌کند  $q_{sg}$  به صورت زیر بیان می‌شود:

$$q_{sg} = (SHGF_{max})(SC)A$$

انرژی خورشیدی ورودی به فضا به صورت آبی روی بار برودتی سامانه سرمایی اثر نمی‌کند. این انرژی تابشی ابتدا توسط سطوح موجود در فضا جذب می‌شود و دمای سطح این اجسام افزایش می‌یابد که سرعت افزایش دما به مشخصات گرمایی دینامیکی آن‌ها بستگی دارد. بنابراین انرژی خورشیدی جذب شده قبل از انتقال به هوا توسط جابه‌جایی دارای تاخیر زمانی است.

چون این روند ممکن است دارای تاخیر زمانی قابل ملاحظه‌ای باشد بنابراین معمولاً از ضریب دیگری به نام ضریب بار سرمایی (FACTOR COOLING LOAD) (CLF) استفاده می‌شود که مربوط به انرژی خورشیدی منتقله از شیشه است. مقادیر CLF از تحلیل رایانه‌ای جامعی به دست آمده و در جدول (14) ارائه شده است.

در موقع تعیین گرمای خورشیدی اکتسابی از سطوح شفاف، سایبان بیرونی باید مدنظر قرار گیرد. سایه ایجاد شده از پیش آمدگی بالای پنجره یا سایر پیش آمدگی‌ها مانند تصویر (49) باعث کاهش قابل ملاحظه گرمای خورشیدی اکتسابی انتقالی از پنجره می‌شود. عمق سایه ایجاد شده در اثر پیش آمدگی افقی روی پنجره با داشتن زاویه ارتفاع (ALTITUDE) خورشیدی ( $\beta$ ) و زاویه سمت دیوار (AZIMUTH) ( $\gamma$ ) قابل محاسبه است. زاویه ( $\beta$ ) زاویه‌ای است که از یک صفحه افقی روی زمین تا



تصویر (45): عوامل موثر در مطبوعیت گرمایی

برای سطحی از پنجره که توسط سایه پوشانده شده باید مقادیر FLC و FGHS مربوط به پنجره‌های شمالی (در نیمکره شمالی) را به کار برد.

مثال (18): پنجره‌ای به ابعاد 1.2 متر ارتفاع و 2.5 متر عرض از نمای ساختمان 0.15 متر عقب نشسته است. مطلوب است محاسبه سایه ایجاد شده از این عقب‌نشستگی در ساعت 2 بعد از ظهر 21 آگوست در صورتی که پنجره روبه جنوب بوده و در عرض شمالی 32° واقع شده باشد.

حل: برای دیوار جنوبی  $\psi = 0$  است و  $\gamma = \phi$  از جدول (15)،  $\beta = 56^\circ$  و  $\gamma = 60^\circ$  به دست می‌آید.

$$x = d \tan \gamma = 0.15 \tan 60^\circ = 0.26 \text{ m}$$

$$y = d \frac{\tan \beta}{\cos \gamma} = \frac{0.15 \tan 56^\circ}{\cos 60^\circ} = 0.44 \text{ m}$$

$$\text{مساحت آفتابگیر} = (2.5 - 0.26)(1.25 - 0.44) = 1.81 \text{ m}^2$$

خورشید اندازه‌گیری می‌شود و زاویه ( $\gamma$ ) زاویه بین دو صفحه قائم یکی عمود بر دیوار و دیگری از خورشید بگذرد و زاویه ( $\beta$ ) ارتفاع خورشیدی و سمت خورشیدی  $\phi$  که بین اشعه خورشید و جنوب است. در جدول (15) برای عرض شمالی از 32° و 40° داده شده است. زاویه سمت دیوار ( $\gamma$ ) از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\gamma = \phi \pm \psi$$

$\psi$  زاویه بین صفحه قائم عمود بر دیوار با جنوب است. عمق سایه ( $y$ ) که در زیر یک پیش‌آمدگی به عرض ( $d$ ) ایجاد می‌شود و از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$y = d \frac{\tan \beta}{\cos \gamma}$$

پهنای سایه که در اثر پیش‌آمدگی عمودی به عمق ( $d$ ) ایجاد می‌شود

از فرمول زیر تعیین می‌گردد:

$$x = d \tan \gamma$$



بارهای خورشیدی روی سطوح کدر

اثر گرمای خورشیدی اکتسابی روی یک دیوار کدر به صورت شمایی در تصویر (50) نشان داده شده است.

قسمتی از انرژی خورشیدی بازتاب شده و بقیه جذب می شود. از انرژی جذب شده قسمتی از طریق جابه جایی به محیط منتقل می شود و قسمت دیگر مجدداً به محیط بیرون تابش می شود. باقیمانده انرژی جذب شده از طریق هدایت به درون ساختمان منتقل یا موقتاً ذخیره می شود. ضریب انتقال ( $\tau$ ) یک سطح کدر برابر صفر است و بنابراین برای سقف و دیوار:

$$\rho + \alpha = 1$$

بنابراین معادله (36) به شکل زیر درمی آید:

$$q_w = \frac{U_w \alpha}{h_o} I_r A$$

اگر انتقال به علت اختلاف دما نیز به حساب آید، داریم:

(37)

$$q_w = \frac{U_w \alpha}{h_o} I_r A + U_w A (t_o - t_i)$$

معادله (37) به صورت زیر مرتب می شود:

(38)

$$q_w = U_w A \left[ \left( t_o + \frac{\alpha I_r}{h_o} \right) - t_i \right]$$

از معادله (38) واضح است که اولین عبارت داخل پرانتز را می توان با یک دمای معادل  $t_e$  جایگزین کرد که:

$$t_e = t_o + \alpha I_r / h_o$$

بنابراین معادله (38) به صورت زیر نوشته می شود:

$$q_w = U_w A (t_e - t_i)$$

دمای معادل ( $t_e$ ) به نام دمای هوا-خورشیدی (SOL-AIR) خوانده می شود و دمایی است که تابش خورشیدی را روی دمای هوای بیرون

به حساب می آورد.

استفاده از دمای هوا - خورشیدی روش مناسبی برای در نظر گرفتن اثر بارهای خورشیدی روی سطوح کدر است.

برای دیوارهای کدر اثر ناشی از ذخیره گرما نیز کاملاً قابل ملاحظه است و استفاده از اختلاف دمای ( $t_e - t_i$ ) گرمای اکتسابی را دست بالا تخمین می زند. جهت وارد کردن آثار ذخیره گرمایی اختلاف دمای معادلی به نام اختلاف دمای سرمایی (CLTD) برای مقاطع رایج دیوارها تعیین شده است این دما هر دو اثر تابش خورشید روی دیوار و ظرفیت گرمایی جرم دیوار را در محاسبات وارد می کند. مقادیر (CLTD) برای چندین نوع دیوار و سقف در جداول (16) و (17) ارائه شده است. در استفاده از جداول (16) و (17) بایستی به یادداشت ها و تذکرات زیر جداول جهت اصلاح مقادیر و تطبیق آن ها با شرایط مورد نظر توجه کرد. مثال (19) این موضوع را روشن می کند.

نیاز به در نظر گرفتن آثار گذرا (آثاری که با زمان تغییرات زیادی دارند) در تصویر (51) نشان داده شده است. در اینجا شار گرمایی از دو دیوار که دارای (U) یکسان ولی با جرم های کاملاً مختلف هستند، در ساعات مختلف روز رسم شده است. در اینجا می توان دید که بیشینه شار گرمایی برای دیوار با جرم کمتر بیشتر بوده و در ساعات زودتری نسبت به دیوار با جرم بیشتر رخ می دهد.

در صورتی که ذخیره گرمایی نیز در نظر گرفته شود، گرمای اکتسابی ناشی از عبور شار گرمایی از دیوار با معادله زیر محاسبه می شود:

$$q_w = UA(CLTD) \quad (39)$$

توضیحات مربوط به جدول (16)

1- جدول (16) برای شرایط زیر مستقیماً قابل استفاده است. دمای هوای داخل اتاق = 25°C، دمای هوای بیرون (بیشینه) = 35°C، متوسط = 29°C، دامنه تغییرات روزانه = 12°C و تابش خورشید در 21 جولای در 40° عرض شمالی مقادیر دقیق (U) که با شرایط طراحی تطبیق وارد دارد برای محاسبات باید استفاده شود.

◀ جدول (3): هوای بیرون مورد نیاز برای تهویه

هوای بیرون مورد نیاز برای هر نفر بر حسب L/s		تعداد تقریبی ساکنان در 100 مترمربع	نوع محل
سیگار کشیدن ممنوع	سیگار کشیدن مجاز		
2.5	10	7	اداری
3.5	17.5	60	سالن های کنفرانس و انتظار
2.5	7.5	30	راهرو



G = کرکره فلزی یا دیوار قاببندی یا قالبی با 25 mm تا 75 mm عایق و یا آجرنما به ضخامت 100 mm با عایق.

F = بلوک بتنی به ضخامت 100 mm با 25 mm تا 75 mm عایق یا آجرنما به ضخامت 100 mm با پوشش داخلی و خارجی.

E = بلوک بتنی به ضخامت 200 mm با پوشش داخلی و خارجی یا آجرنما به ضخامت 100 mm و 100 mm آجر معمولی با پوشش داخلی.

D = آجرنما به ضخامت 100 mm با 200 mm بلوک بتنی و پوشش داخلی یا آجرنما ضخامت 100 mm و 200 mm پوشش داخلی.

C = دیوار بتنی به ضخامت 200 mm با پوشش داخلی و خارجی. مثال (19): حداکثر گرمای اکتسابی از طریق یک دیوار غربی آجری با مشخصات مثال (17) را در 21 ماه جولای در 40° عرض شمالی محاسبه کنید. دمای داخل 25°C و دمای متوسط روزانه 30°C است.

حل: نزدیکترین مشخصات به دیوار مورد نظر در جدول (17) دیوار نوع F است. حداکثر (CLTD) در ساعت 7 بعد از ظهر (1900h) به مقدار 33°C است. دمای متوسط بیرون به جای 29°C که مبنای جدول است 30°C می‌باشد، بنابراین CLTD تصحیح شده به صورت زیر است:

$$CLTD = 33 + (30 - 29) = 34 \text{ K}$$

پس حداکثر گرمای اکتسابی به دست می‌آید:

$$\frac{q_{\max}}{A} = U(CLTD) = 0.356(34) = 12.1 \text{ W/m}^2$$

خلاصه روش تعیین بارهای سرمایی

روش تعیین بارهای سرمایی با روش تعیین بارهای گرمایی مشابه است. در حقیقت اطلاعات زیادی در هر دو روش به صورت مشابه کاربرد دارند. ضمناً به قدر کافی هم اختلاف وجود دارد که در اینجا به صورت فهرستوار ذکر می‌شوند:

- 1- مقادیر طراحی برای دمای خشک هوای بیرون در تابستان (مقادیر 2.5 درصد را انتخاب کرده و دمای متوسط روزانه را از جدول (5) تعیین کنید.
- 2- دمای طراحی درونی را که با نوع فعالیت درون ساختمان داشته باشد مشخص کنید.
- 3- تعیین کنید آیا شرایط خاصی موجود است؟ مثلاً فضاهای تهویه مطبوع نشده مجاور، دما را در این فضاها تعیین کنید.
- 4- براساس پلان و مشخصات ساختمان ضرایب انتقال گرما برای اجزای ساختمان مربوط به هر فضا را تعیین می‌کنیم. می‌توان دیوارهای جداکننده فضاهای با یک دما را حذف کرد. توجه شود که تنها

2- تصحیح CLTD برای شرایطی به غیر از شرایط ذکر شده در یادداشت 1 با فرمول زیر انجام شود:

$$CLTD_{adj} = CLTD + (25 - t_i) + (t_{av} - 29)$$

که در آن:

$t_i$  = دمای خشک داخلی طراحی، (°C)

$t_{av}$  = دمای خشک متوسط هوای بیرون برای روز طراحی، (°C)

3- برای بام‌هایی که مشخصات آن‌ها در جداول ذکر نشده، نزدیکترین شرایطی که دارای چگالی و گرمای ویژه تقریباً یکسان باشند انتخاب شود.

4- اگر بام دارای عایق بیشتر باشد به ازای هر  $R = 1.2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/w}$  که به مقاومت عایق اضافه شود، مقدار (CLTD) بعدی مربوط به بام با مشخصات گرمایی سنگین‌تر را انتخاب کنید. مثلاً برای بام نوع 3 ولی با عایق اضافی  $R = 1.2$ ، CLTD مربوط به بام نوع چهارم انتخاب شود.

(\*) نوع بام:

1 = ورق فولادی با عایق به ضخامت 25 mm تا 50 mm

2 = چوب به ضخامت 25 mm با 25 mm عایق

3 = بتن سبک به ضخامت 100 mm

4 = بتن سبک به ضخامت 150 mm

5 = بتن سبک به ضخامت 150 mm

6 = سامانه بام خریایی

توضیحات مربوط به جدول (17)

1- در هندبوک ASHRAE FUNDAMENTAL 1981، مقادیر CLTD برای دیوارهای سنگین‌تر مانند بتن 300 mm با پوشش درونی و بیرونی و دیوار نمای آجری 100 mm با 50 mm عایق و بتن 200 mm را ارائه می‌دهد.

2- این جدول برای شرایط طراحی مذکور در توضیحات 1 جدول (16) مستقیماً قابل استفاده است.

3- روش تصحیح برای شرایط غیر از شرایط استاندارد فوق‌الذکر مانند توضیحات 2 جدول (16) است.

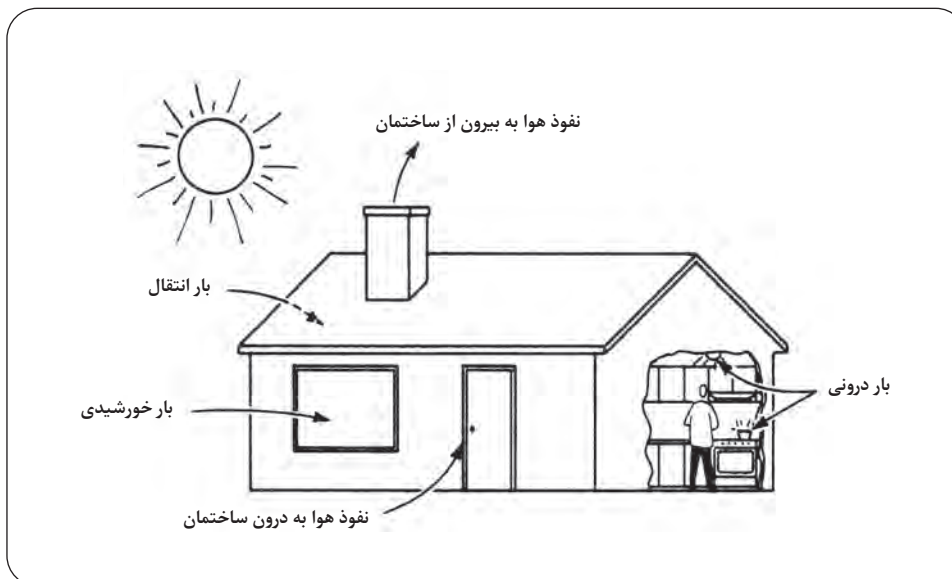
4- برای دیواری که مشخصات آن در جدول نباشد باید دیواری که دارای نزدیکترین مقدار چگالی و ظرفیت گرمایی است انتخاب شود.

5- برای دیوارهایی که دارای عایق بیشتر باشد باید دیوار سنگین‌تر بعدی را انتخاب کرد، یعنی دیواری که مشخصاتش با حروف الفبای مقدم‌تر معین شده. مثلاً در صورتی که عایق اضافی مقاومتی برابر  $R = 1.2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/w}$  داشته و دیوار نوع E باشد. اختلاف دمای بار سرمایی (CLTD) دیوار نوع D باید انتخاب شود.

نوع دیوار

◀ جدول (4): بازده به روش EARHSA (Dust spot) (ذرات یک میکرون)

نوع فیلتر	دامنه بازده %	کاربرد فیلتر
برخورد چسبنده (viscous impingement)	5-25	برای حذف گرد و غبار و کرک
ماده فیلترکننده خشک: پشم شیشه، سلولز چندلایه، قطعات بافته شده از نمد پشمی	25-40	مانند بالا و همچنین برای بعضی از کاربردهای صنعتی
3 تا 10 میکرون و الیاف به ضخامت 6 تا 20 میلیمتر	40-80	برای هوای برگشت و هوای تازه ساختمان
قطعات بافته شد از الیاف 0.5 تا 4 میکرون (معمولا از الیاف شیشه)	80-98	اتاق عمل بیمارستان ها اتاق های تمیز، کاربردهای خاص
الکتروستاتیک (بستگی به نوع)	20-90	گرده و ذرات هوا پایه



◀ تصویر (46): انواع مختلف بارهای گرمایی و سرمایی

- 6- مشخصات دیگر ساختمان را مانند محل، جهت وجود سایه خارجی و جرم که بر میزان گرمای خورشیدی اکتسابی موثر است تعیین کنید.
- 7- براساس اجزا و شرایط طراحی ساختمان اختلاف دمای بار سرمایی (CLTD) ضریب گرمای (SHGF) اکتسابی خورشیدی و ضریب بار سرمایی (CLF) را تعیین کنید.
- 8- براساس ضرایب انتقال گرما، مساحتها و اختلاف دماهایی که در فوق تعیین شد گرمای اکتسابی فضا را محاسبه کنید.

اختلاف بین مقادیر که در این حالت محاسبه می شوند و مقادیر مربوط به تعیین بار گرمایی در ضرایب جابه جایی سطح است که در تابستان و زمستان متفاوت بوده و با جهت جریان گرما فرق می کنند (منظور ضریب جابه جایی هوای آرام و باد).

5- از پلان و مشخصات ساختمان، چگونگی استفاده از سامانه، مقادیر طراحی برای سرعت با دو اختلاف دما، میزان نفوذ هوا به بیرون و یا نرخ تهویه مطبوع را تعیین کرده. برای تعیین بار سرمایی بار نهان نیز باید در نظر گرفته شود.

◀ جدول (5): دمای طراحی شهرهای مختلف

تابستان			شهر
دمای متوسط °C روزانه ماه اوت	دمای مرطوب همزمان (دمای خشک % 2.5)	زمستان دمای خشک °C 97.5%	
24	33/16	-9	البوکرک
26	33/23	-6	اتلانتا (جورجیا)
22	34/18	-12	بویس (ایدا هو)
22	31/22	-13	بوستون (ماساچوست)
23	33/23	-18	شیکاگو (ایلی نویز)
23	32/23	-15	کلمبوس (اوهایو)
29	36/24	-6	دالاس (تگزاس)
22	33/15	-17	دنور (کلرادو)
27	37/18	-5	ال پاسو (تگزاس)
19	31/16	-26	گریت فال (مونتانا)
28	34/25	0	هوستن (تگزاس)
31	41/18	-2	لاس وگاس (نوادا)
21	32/21	4	لوس آنجلس (کالیفرنیا)
27	35/24	-8	ممفیس (تنسی)
28	32/25	8	میامی (فلوریدا)
22	37/23	-24	می نیاپولیس (مینه‌زوتا)
28	26/33	-4	نیواورلئان
24	32/23	-9	نیویورک
32	42/22	1	فی نیکس (آریزونا)
22	31/22	-14	تیزبورگ (پاسادنا)
20	30/20	-4	پورتلند (اورگن)
26	37/21	0	ساگرامنتو (کالیفرنیا)
24	35/17	-13	سالت لیک سیتی (یوتا)
17	22/17	4	سانفرانسیکو (کالیفرنیا)
18	28/19	-3	سیاتل (واشنگتن)
20	32/17	-17	اسپوکن (واشنگتن)
25	34/24	-13	سنت لوئیس (مونتانا)
25	33/23	-8	واشنگتن دی سی

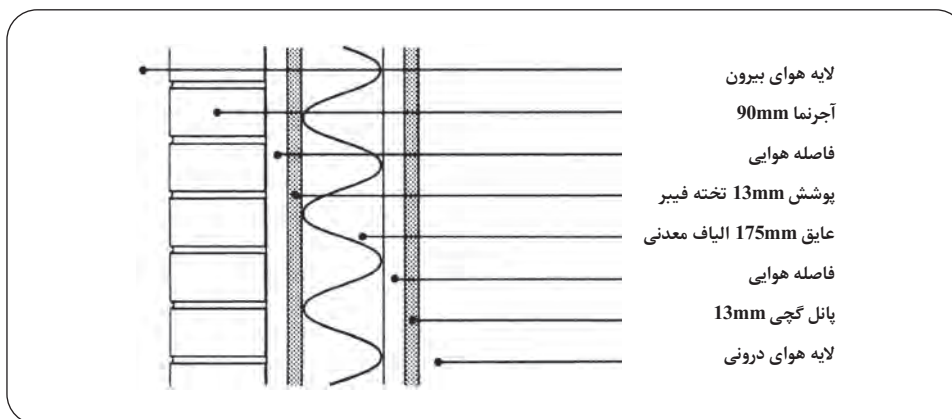
**جدول (6): مقاومت گرمایی واحد سطح مصالح منتخب ساختمانی در دمای متوسط 24°C**

R(m <sup>2</sup> .K/W)	l/k (m.K/W)	
		مصالح بیرونی
	0.76	آجر نما
	1.39	آجر معمولی
	0.55	سنگ
0.18		بلوک سیمانی با دانه بندی شن و سنگدانه 200 mm
0.38		بلوک سیمانی با دانه بندی سبک وزن 200 mm
0.29		بلوک سیمانی با دانه بندی سبک وزن 150 mm
	1.39	استاکو
0.04		نمای جانبی، سیمان آزبست، 6mm، همپوش
0.14		عایق آسفالتی، 13mm
0.10		چوب، 10mm
0.32		تخته سه لا 10 mm
0.10		ورق آلومینیوم یا فولاد مجهز به پانل عایق 10 mm
		مصالح عایق کاری
1.94		عایق پتویی از الیاف معدنی 75-90 mm
3.35		عایق پتویی از الیاف معدنی 135-165 mm
	27.7	پانل یا تختال، پشم شیشه، مواد آرگانیک
	27.7	پلی استایرن (فوم) منبسط شده اکستروژن شده
	43.8	پلی یورتان سلولی
3.35		الیاف معدنی 160 mm
	21.7-25.6	سلولوزی
		مصالح درونی
0.08		پانل گچی یا پلاستری، 15 mm
0.10		پانل گچی یا پلاستری، 16 mm
	1.39	مصالح پلاستر، پلاستر سیمانی
0.066		پلاستر گچی، سبک 16 mm
	8.55	چوب نرم (کاج و غیره)
	6.31	چوب سخت (بلوط، غیره)
		پوشش
	1.73	سیمان آزبست



◀ جدول (6): مقاومت گرمایی واحد سطح مصالح منتخب ساختمانی در دمای متوسط 24°C - (ادامه)

R(m <sup>2</sup> .K/W)	l/k (m.K/W)	
	8.66	تخته سه لا
0.23		تخته یا پانل فیبر چگالی معمولی، 13 mm
	9.49	پانل سخت، چگالی متوسط
	7.35	پانل دانه‌ای چگالی متوسط
مصالح بام		
0.08		قطعات آسفالتی
0.06		پوشش بام پیش ساخته 10 mm -
بتن		
	0.55	دانه بندی از شن و سنگدانه
	1.94	دانه بندی سبک
مقاومت هوا		
0.11		لایه تخت، هوای ساکن، (ضریب تابش 0.9) افقی، جهت جریان گرم به طرف بالا
0.16		افقی جهت جریان گرم به طرف پایین
0.12		عمودی، جهت جریان گرم، افقی
0.029		لایه تخت، هوا متحرک، زمستان سرعت هوا 6.7m/s
0.044		لایه تخت و هوای متحرک در تابستان با سرعت 3.4 m/s
0.14		فاصله هوایی، با ضریب تابش سطحی 0.8 افقی
0.17		فاصله هوایی عمودی
0.24		ضریب تابش سطح 0.2 افقی
0.36		ضریب تابش سطح 0.2 عمودی
شیشه تخت		
U(W/m <sup>2</sup> .K) شامل مقاومت لایه‌های هوای درون و بیرون		
زمستان	تابستان	
6.2	5.9	شیشه یک لایه
3.3	3.5	شیشه دو لایه با 6mm فاصله هوایی
2.8	3.2	شیشه دو لایه با 13mm فاصله هوایی
2.2	2.5	شیشه سه لایه با 6mm فواصل هوایی
1.8	2.2	شیشه سه لایه با 6mm فواصل هوایی
2.3	2.8	پنجره جهت شرایط سخت زمستانی با فاصله هوایی 25mm تا 100mm



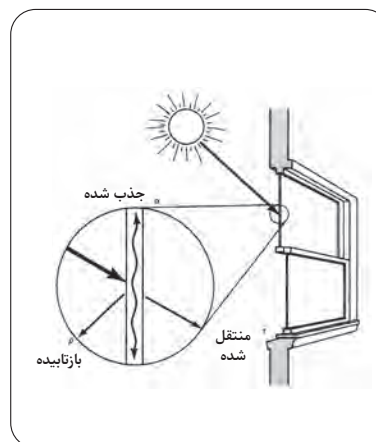
تصویر (47): برش دیوار در مثال (17)

جدول (7): ثابت‌های نفوذ هوا مربوط به معادله (35)

کیفیت ساختمان	a	b	c
پسته	0.15	0.010	0.007
متوسط	0.20	0.015	0.014
باز	0.25	0.020	0.022

جدول (9): گرمای اکتسابی ناشی از ساکنان

فعالیت	گرمای اکتسابی (W)	درصد گرمای اکتسابی محسوس (%)
خوابیده	70	75
نشسته، آرام	100	60
ایستاده	150	50
در حال قدم زدن 3km/h	305	35
کار اداری	150	55
آموزشی	175	50
فروشگاهی	185	50
صنعتی	300-600	35



تصویر (48): توزیع گرمای خورشیدی وارده بر سطح شفاف

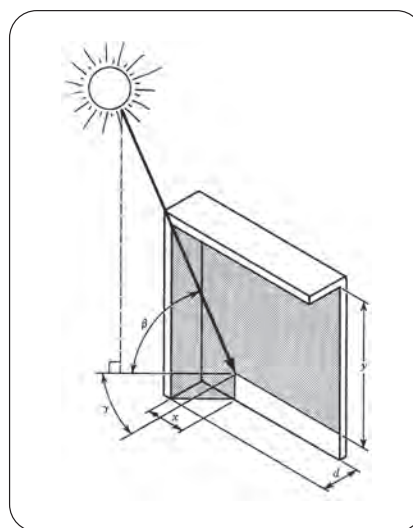
جدول (10): مساحت لازم برای هر فرد

نوع فضا	مساحت لازم
مسکونی	2-6 نفر ساکن
اداری	10-15 مترمربع برای هر فرد
فروشگاه	3-5 مترمربع برای هر فرد
مدرسه	2.5 مترمربع برای هر فرد
سالن سخنرانی	1.0 مترمربع به ازای هر فرد

◀ جدول (8): ضرایب بار سرمایی برای روشنایی

فلورسنت نوع Y تعداد ساعت‌های کارکرد		فلورسنت نوع X تعداد ساعت‌های کارکرد		تعداد ساعات بعد از روشن کردن چراغ‌ها
16	10	16	10	
0.05	0.01	0.19	0.80	0
0.79	0.76	0.72	0.62	1
0.83	0.81	0.75	0.66	2
0.87	0.84	0.77	0.69	3
0.89	0.88	0.80	0.73	4
0.90	0.90	0.82	0.75	5
0.93	0.92	0.84	0.78	6
0.94	0.93	0.85	0.80	7
0.95	0.95	0.87	0.82	8
0.96	0.96	0.88	0.84	9
0.97	0.97	0.89	0.85	10
0.98	0.22	0.90	0.32	11
0.98	0.18	0.91	0.29	12
0.98	0.14	0.92	0.26	13
0.99	0.12	0.93	0.23	14
0.99	0.08	0.94	0.19	16
0.24	0.06	0.40	0.17	17
0.20	0.05	0.36	0.15	18

- 9- برای فضاهای دارای منابع اکتسابی گرمای داخلی (روشنایی)، تجهیزات و افراد، ضریب بار سرمایی را در صورت لزوم به کار ببرید.
- 10- اجزا بار را جمع کنید تا ظرفیت کل لازم برای گرمایش و سرمایش تعیین شود. اگر قرار است ساختمانی گاه‌گاهی مورد استفاده قرار گیرد نیاز به در نظر گرفتن ظرفیت اضافه است.



◀ تصویر (49): زوایای ایجاد سایه و ابعاد آن‌ها

◀ جدول (11): ضرایب بار سرمایی محسوس برای افراد

تعداد کل ساعات در فضا								تعداد ساعات سپری شده پس از ورود فرد به فضا
16	14	12	10	8	6	4	2	
0.62	0.58	0.55	0.53	0.51	0.5	0.49	0.49	1
0.70	0.66	0.64	0.62	0.61	0.6	0.59	0.58	2
0.75	0.72	0.70	0.69	0.76	0.76	0.66	0.17	3
0.79	0.77	0.75	0.74	0.72	0.72	0.71	0.13	4
0.82	0.80	0.79	0.77	0.76	0.76	0.27	0.10	5
0.85	0.83	0.81	0.80	0.80	0.79	0.21	0.08	6
0.87	0.85	0.84	0.83	0.32	0.34	0.16	0.07	7
0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.26	0.14	0.06	8
0.90	0.89	0.88	0.87	0.38	0.21	0.11	0.05	9

 ◀ جدول (12): حداکثر ضریب گرمای خورشیدی اکتسابی برای شیشه آفتابی ( $w/m^2$ )

ماه	شمال/سایه	شمال شرقی - شمال غربی	غرب/شرق	جنوب شرقی - جنوب غربی	جنوب	افقی
عرض شمالی $32^\circ$						
دسامبر	69	69	510	775	795	500
ژانویه، نوامبر	75	90	550	785	775	555
فوریه، اکتبر	85	205	645	780	700	685
مارچ، سپتامبر	100	330	695	700	545	780
آوریل، آگوست	115	450	700	580	355	845
مه، جولای	120	530	685	480	230	865
ژوئن	140	555	675	440	190	870
عرض شمالی $40^\circ$						
دسامبر	57	57	475	730	800	355
ژانویه، نوامبر	63	63	480	755	795	420
فوریه، اکتبر	80	155	575	760	750	565
مارچ، سپتامبر	95	285	660	730	640	670
آوریل، آگوست	110	435	690	630	475	790
مه، جولای	120	515	690	545	350	790
ژوئن	150	540	680	150	300	830

◀ جدول (13): ضرایب سایبان (SC)

ضریب سایبان							نوع شیشه
سایبان رولری		پرده کرکره			بدون سایبان	ضخامت mm	
روشن	تیره	سبک	متوسط	متوسط			
0.25	0.59	0.55	0.64	1.0	3	شیشه تک لایه عادی	
0.25	0.59	0.55	0.64	0.95	6-12	شیشه تک لایه صفحه‌ای	
0.28	0.4	0.52	0.54	0.50	10	شیشه تک لایه جاذب گرما	
0.25	0.60	0.51	0.57	0.90	3	شیشه دولایه عادی	
0.25	0.6	0.51	0.57	0.83	6	شیشه دولایه صفحه‌ای	
			0.33-0.2	0.4-0.2	6	شیشه دولایه انعکاسی	

◀ جدول (14): ضرایب بار سرمایی برای شیشه با سایبان داخلی و در عرض شمالی

افقی	جهت پنجره								زمان خورشیدی
	NW	W	SW	S	SE	E	NE	N	
0.12	0.07	0.06	0.07	0.09	0.3	0.47	0.56	0.73	6
0.27	0.11	0.09	0.11	0.16	0.57	0.72	0.76	0.66	7
0.44	0.14	0.11	0.14	0.23	0.74	0.8	0.74	0.65	8
0.59	0.17	0.13	0.16	0.38	0.81	0.76	0.85	0.73	9
0.72	0.19	0.15	0.19	0.58	0.79	0.62	0.37	0.8	10
0.81	0.2	0.16	0.22	0.75	0.68	0.41	0.29	0.36	11
0.85	0.21	0.17	0.38	0.87	0.49	0.27	0.27	0.89	12
0.85	0.22	0.31	0.59	0.80	0.33	0.24	0.26	0.89	13
0.81	0.30	0.53	0.75	0.68	0.28	0.22	0.24	0.86	14
0.71	0.52	0.72	0.83	0.50	0.25	0.20	0.22	0.82	15
0.58	0.73	0.82	0.81	0.35	0.22	0.17	0.20	0.75	16
0.42	0.82	0.82	0.81	0.69	0.27	0.18	0.16	0.78	17
0.25	0.69	0.61	0.45	0.19	0.13	0.11	0.12	0.91	18

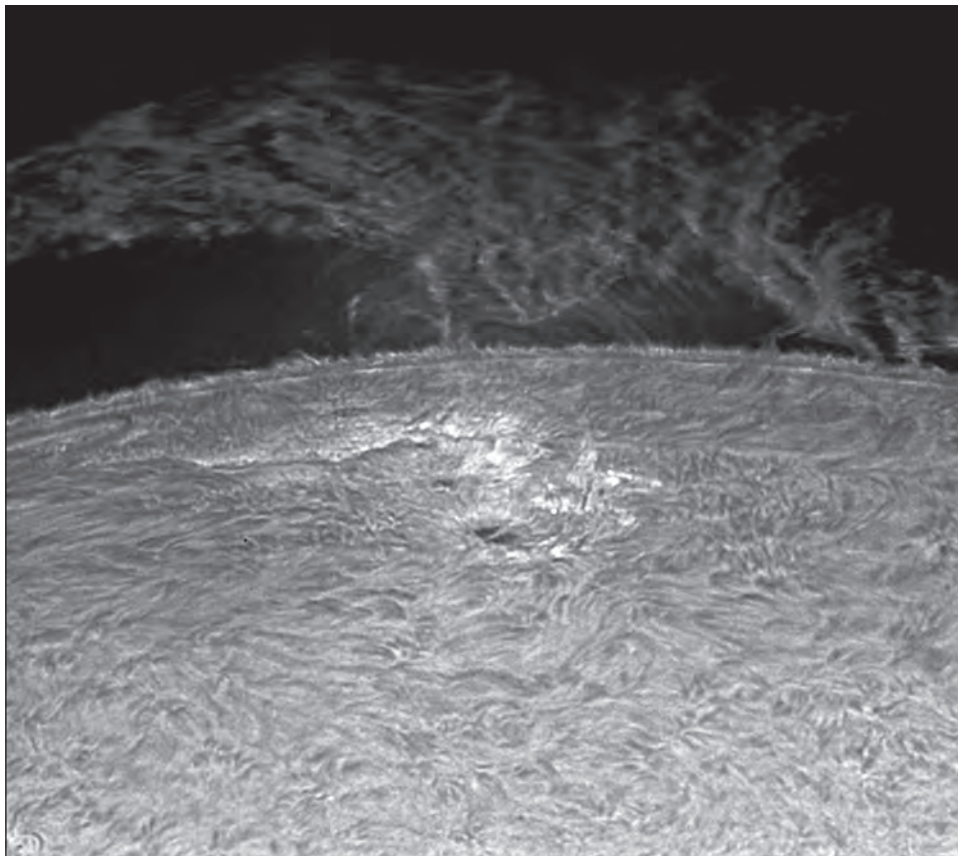


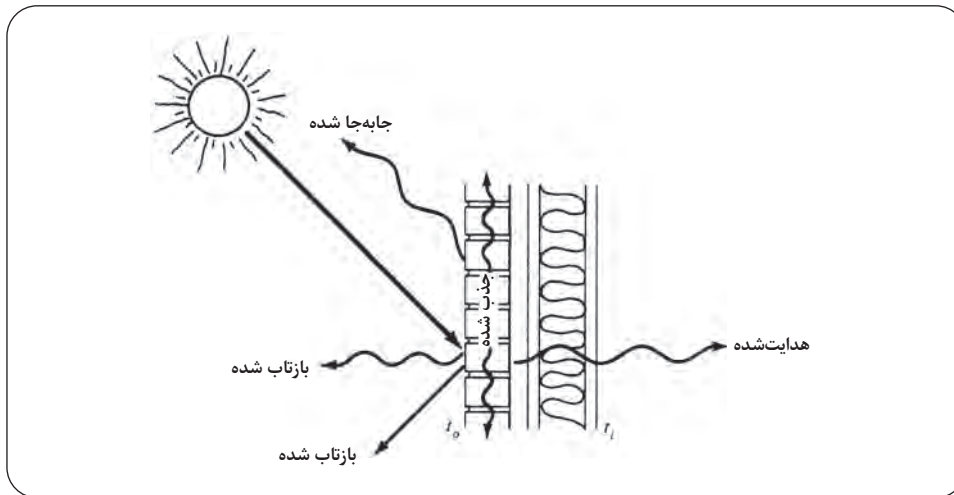
◀ جدول (15): زوایای وضعیت خورشیدی برای بیست و یکمین روز ماه

زمان خورشید (صبح) AM								
12	11	10	9	8	7	6	5	زاویه
$32^\circ$ عرض شمالی								
35	33	28	20	10				$\beta$ دسامبر
0	16	31	44	54				$\phi$
38	36	31	22	13	1			$\beta$ ژانویه، نوامبر
0	18	33	46	56	65			$\phi$
47	45	33	29	18	7			$\beta$ فوریه، اکتبر
0	21	39	53	64	73			$\phi$
58	55	47	37	25	13			$\beta$ مارچ، سپتامبر
0	27	47	62	73	82			$\phi$
70	65	56	44	31	19	6		$\beta$ آوریل، اگوست
0	37	60	74	84	92	100		$\phi$
78	72	61	48	35	23	10		$\beta$ مه، جولای
0	52	73	85	93	100	107		$\phi$
81	74	62	50	37	22	12	1	$\beta$ ژوئن
0	61	80	89	97	103	110	118	$\phi$
12	1	2	3	4	5	6	7	بعد از ظهر (PM)
$40^\circ$ عرض شمالی								
27	25	21	14	5				$\beta$ دسامبر
0	15	29	42	53				$\phi$
30	28	24	17	8				$\beta$ ژانویه، نوامبر
0	16	31	44	55				$\phi$
39	37	32	24	15	4			$\beta$ فوریه، اکتبر
0	19	35	50	62	72			$\phi$
50	48	42	33	23	11			$\beta$ مارچ، سپتامبر
0	23	42	57	70	80			$\phi$

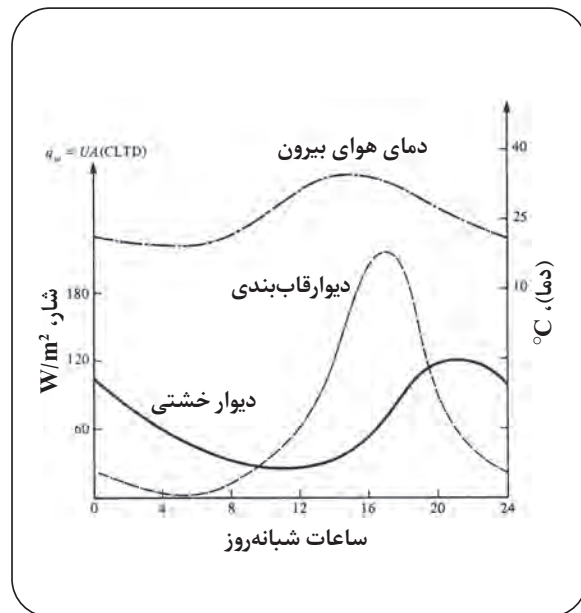
◀ جدول (15): زوایای وضعیت خورشیدی برای بیست و یکمین روز ماه

زمان خورشید (صبح) AM								زاویه	ماه
12	11	10	9	8	7	6	5		
62	59	51	41	30	19	7		$\beta$	آوریل، آگوست
0	29	51	67	79	89	99		$\phi$	
70	66	57	47	35	24	13	2	$\beta$	مه، جولای
0	37	61	76	87	97	106	115	$\phi$	
73	69	60	49	37	26	15	4	$\beta$	ژوئن
0	42	66	80	91	100	108	117	$\phi$	
12	1	2	3	4	5	6	7		بعد از ظهر (PM)

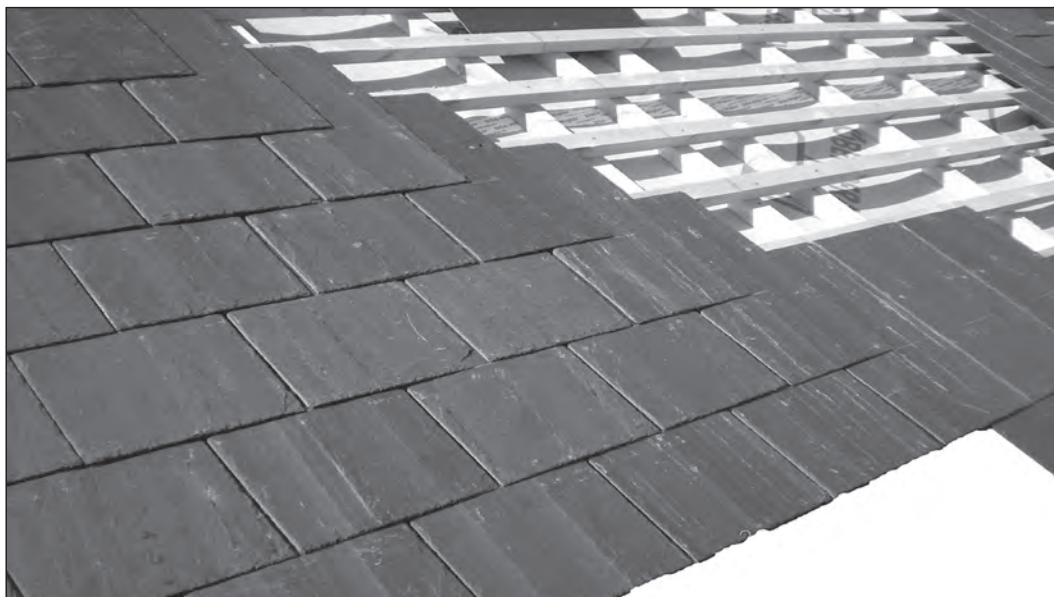




تصویر (50): بارهای خورشیدی روی سطوح کدر



تصویر (51): شار گرمایی که از دیوارهای با (U) یکسان ولی با جرم‌های متفاوت عبور می‌کند



◀ جدول (16): اختلاف دمای بار سرمایی برای بام‌های مسطح (K)

زمان خورشیدی													ظرفیت گرمایی kJ/m <sup>2</sup> .K	جرم بر واحد سطح kg/m <sup>2</sup>	نوع بام (°)	
20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8				7
بام بدون سقف کاذب																
10	17	25	33	39	43	44	43	40	34	27	19	11	3	45	35	1
21	29	34	39	41	41	39	35	29	22	15	8	2	-1	75	40	2
25	32	37	40	40	39	36	31	25	18	11	5	1	-2	90	90	3
32	35	36	35	33	29	24	18	13	8	4	2	0	1	120	150	4
27	29	30	29	28	25	22	18	15	11	8	6	4	4	230	250	5
26	25	24	22	20	18	15	12	10	8	8	7	8	9	330	365	6
بام با سقف کاذب																
15	23	31	39	41	43	43	40	35	28	20	13	5	0	50	45	1
28	32	34	35	33	31	27	22	17	12	7	4	2	1	85	50	2
30	34	36	36	34	31	27	21	16	10	6	2	0	0	100	100	3
30	30	29	27	24	20	16	12	9	6	4	4	4	6	130	150	4
21	21	21	20	19	18	16	15	13	12	11	11	11	12	240	260	5
18	18	17	16	16	15	14	13	13	12	12	13	13	13	340	360	6

◀ جدول (17): اختلاف دمای بار سرمایی برای دیوارهای آفتابگیر

NW	جهت							زمان خورشیدی	ظرفیت گرمایی kJ/m2.K	جرم بر واحد سطح kg/m2	نوع دیوار <sup>(B)</sup>
	W	SW	S	SE	E	NE	N				
1	1	1	1	10	17	15	4	7			
3	3	3	3	18	26	20	5	8			
4	5	4	7	24	30	22	5	9			
6	6	6	12	27	31	20	7	10			
8	8	9	17	28	28	16	8	11			
10	10	14	22	27	22	15	10	12	15	50	G
12	15	21	25	23	19	14	12	13			
20	31	33	24	18	17	15	13	14			
26	37	35	21	16	16	14	14	15			
31	40	34	17	15	15	14	14	16			
31	37	29	14	13	13	12	15	17			
14	16	12	8	8	8	8	8	18			
31	40	35	26	28	31	22	15	19			
14	16	13	8	8	6	8	8	20			
31	40	35	26	28	31	22	15	CLTDMax			
1	2	1	1	2	4	3	1	7			
3	3	3	4	15	21	16	4	10			
4	4	4	7	20	24	17	5	11			
6	6	6	11	23	25	16	6	12			
7	8	10	15	24	24	16	8	13			
9	11	14	19	23	22	15	9	14	130	200	F
12	16	20	21	22	20	15	11	15			
15	22	24	22	20	19	15	12	16			
19	27	28	21	19	18	15	12	17			
24	32	30	19	17	17	14	13	18			
26	33	29	17	16	15	13	13	19			
24	30	25	15	14	13	12	13	20			
26	33	30	22	24	25	17	13	CLTDMax			

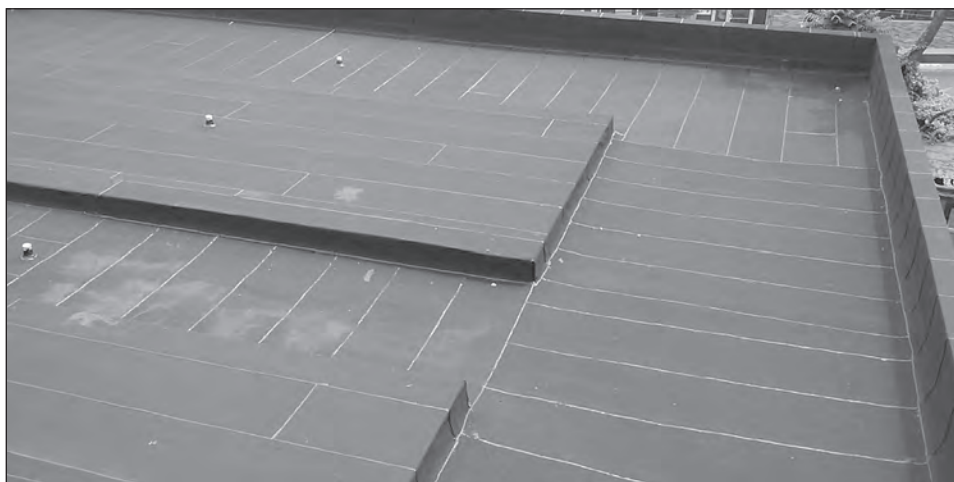


◀ جدول (17): اختلاف دمای بار سرمایی برای دیوارهای آفتاب‌گیر - (ادامه)

جهت								زمان خورشیدی	ظرفیت گرمایی kJ/m <sup>2</sup> ·K	جرم بر واحد سطح kg/m <sup>2</sup>	نوع دیوار <sup>(*)</sup>
NW	W	SW	S	SE	E	NE	N				
3	4	4	2	3	3	3	2	7			
3	3	3	2	4	6	5	2	8			
3	3	3	2	7	10	8	3	9			
3	4	3	3	10	15	11	3	10			
4	4	4	5	14	18	13	4	11			
5	5	5	7	17	20	14	5	12			
6	6	7	10	19	21	14	6	13			
7	8	10	14	20	21	14	7	14	230	300	E
9	11	14	16	20	20	14	8	15			
11	15	18	18	20	19	15	10	16			
14	20	21	19	19	18	14	10	17			
18	24	24	18	18	18	14	11	18			
21	27	25	17	17	17	14	12	19			
21	27	24	16	16	15	13	12	20			
21	27	25	19	20	21	15	12	CLTDMax			
6	7	6	4	5	5	4	3	7			
5	6	5	4	5	5	4	3	8			
4	5	5	3	5	7	6	3	9			
4	5	4	4	10	13	10	4	11			
4	5	5	5	12	15	11	4	12			
5	6	6	7	14	17	12	5	13			
6	6	7	9	16	18	13	6	14	350	390	D
7	8	9	11	17	18	13	6	15			
8	10	12	13	18	18	13	7	16			
10	13	15	15	18	18	14	8	17			
12	17	18	16	18	18	14	9	18			
15	20	20	16	17	17	14	10	19			
17	22	21	16	17	17	13	11	20			

◀ جدول (17): اختلاف دمای بار سرمایی برای دیوارهای آفتاب‌گیر - (ادامه)

NW	جهت							زمان خورشیدی	ظرفیت گرمایی kJ/m <sup>2</sup> .K	جرم بر واحد سطح kg/m <sup>2</sup>	نوع (°) دیوار
	W	SW	S	SE	E	NE	N				
18	23	21	16	18	18	14	11	CLTDMax			
7	10	9	6	7	7	6	5	7			
8	9	8	6	6	7	6	4	8			
6	8	7	5	7	8	6	4	9			
6	7	7	5	7	9	7	4	10			
5	7	6	5	9	11	8	4	11			
5	7	6	5	10	13	10	4	12			
6	7	6	6	12	14	11	5	13			
6	7	7	8	13	15	12	5	14	450	530	C
6	8	8	9	14	16	12	6	15			
7	9	10	11	15	16	12	6	16			
9	11	12	12	16	17	13	7	17			
10	13	14	13	16	17	13	8	18			
12	16	16	14	16	16	13	9	19			
14	18	18	14	16	16	13	9	20			
15	20	18	14	16	17	13	9	CLTDMax			





الکتروژن  
ELECTROGEN  
SPINNING YOUR WORLD



صنعت چرخش کاسپین

www.sccco.net



الکترو موتورهای فن کوئلی



الکترو موتورهای داکت اسپلیت



۰۲۱-۶۲۰۱۶۰۰۰