Trane Thailand e-Magazine

NOVEMBER 2019 : ISSUE 82

พัลลภ เตชะสุวรรณ์
Thailand Country General Manager

สถานการณ์ในปัจจุบันของโลกเรานั้น นอกจากต้องแข่งขันกันในเรื่องต้นทุน และเทคโนโลยีที่ทุกคนต่างต้องการเพื่อการเติบโตของธุรกิจ แต่เราอาจลืมไปว่าทุกคนต้องมีส่วนร่วมในการช่วยกันลดผลกระทบทุกรูปแบบ ไม่ว่าทางตรงหรือทางอ้อมกับสิ่งมีชีวิตและสภาวะของสิ่งแวดล้อมบนโลกใบนี้ ให้ยังคงอยู่และสามารถดำรงชีวิตอยู่ได้ในระยะยาว

สำหรับ ‘เทรน’ ได้เล็งเห็นถึงผลกระทบที่เกิดขึ้น ไม่ว่าจะเป็นพายุ คลื่นยักษ์ น้ำท่วม แผ่นดินไหว และอื่นๆ ที่ก่อให้เกิดความเสียหายกับหลายๆประเทศนั้น เรามีความตั้งใจที่จะนำสารทำความเย็นในกลุ่ม HFO เข้ามาทดแทนได้ทันทีเพื่อช่วยลดผลกระทบดังกล่าว โดยบริษัทฯ มีการพัฒนาเครื่องทำความเย็นให้รองรับสารทำความเย็นที่มีค่า GWP ต่ำ ได้แก่ R-514A, R-513A, R-1233zd(E) และ R-1234ze ซึ่งปัจจุบันมีโครงการอ้างอิงหลากหลายแห่งที่เลือกใช้สารทำความเย็นประเภทนี้แล้ว

หากท่านสนใจเครื่องทำความเย็นประสิทธิภาพสูง พร้อมร่วมลดโลกร้อนกับสารทำความเย็นที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ทาง ‘เทรน’ ยินดีที่จะเข้าไปนำเสนอผลิตภัณฑ์ที่เหมาะสมกับโครงการของท่าน กรุณาติดต่อที่ Trane_BD@irco.com

Contents

2 เทรน ฮ่องกงได้รับรางวัล นวัตกรรมประหยัดพลังงานแห่งปี จากสมาคมวิศวกรพลังงาน

4 Phase Protection ป้องกันแอร์เสียหายจากไฟตก-ไฟเกิน

5 Dedicated Outdoor Air Systems Trane DX Outdoor Air Unit

12 คำนวณหาขนาดเครื่องทำน้ำร้อน

14 Leak Testing Program โปรแกรมทดสอบรอยรั่ว

15 We’re Hiring รับสมัครงาน

info.tranethailand@trane.com

LET’S GO BEYOND™

Ingersoll Rand

เทรน ฮ่องกงได้รับรางวัล
นวัตกรรมประหยัดพลังงานแห่งปี จากสมาคมวิศวกรพลังงาน

‘เทรน’ ประเทศฮ่องกงได้รับ**รางวัลนวัตกรรมประหยัดพลังงานแห่งปี (Innovative Energy Project of the Year Award)** ในภาคพื้นเอเชียแปซิฟิค จากสมาคมวิศวกรพลังงาน (Association of Energy Engineers® (AEE)) สำหรับ "โครงการพลังงานเชิงกลยุทธ์เพื่อขับเคลื่อนแผนปฏิบัติการสภาพภูมิอากาศของฮ่องกงปี 2030+" โดยนายแฟรงกี้ ชาน กรรมการผู้จัดการ เทรน ฮ่องกงได้เข้าร่วมพิธีมอบรางวัล ณ กรุงวอชิงตัน ดี.ซี. ประเทศสหรัฐอเมริการ่วมกับผู้แทนระดับสูงจากกระทรวงบริการไฟฟ้าและเครื่องกล รัฐบาลเขตบริหารพิเศษฮ่องกง (HKSAR) และองค์การโรงพยาบาล เมื่อวันที่ 24 กันยายนที่ผ่านมา

ทุกๆ ปี AEE จะทำการพิจารณาองค์กรที่มีโครงการด้านสิ่งแวดล้อมและประสิทธิภาพด้านพลังงานที่มีความโดดเด่น จากภูมิภาคต่างๆในอเมริกาเหนือยุโรป และเอเชียแปซิฟิกที่เปิดดำเนินการมาแล้วอย่างน้อย 6 เดือนและมีการดำเนินการด้านการประหยัดพลังงาน และมีประสิทธิภาพอย่างยั่งยืน

‘เป็นเกียรติอย่างสูงสุดที่เราได้รับรางวัลนี้ ในนามของทีมของเรา รางวัลนี้แสดงถึงการให้การยอมรับต่อนวัตกรรมด้านประสิทธิภาพการประหยัดพลังงานของ ‘เทรน’ เป็นอย่างมาก’ นายแฟรงกี้ เชน กล่าว "การวางแผนและแนวทางการแก้ปัญหาเชิงกลยุทธ์ด้านประสิทธิภาพพลังงานของเราประสบความสำเร็จในเชิงการสร้างผลตอบแทนสูงสุดจากการลงทุนให้แก่ลูกค้าของเรา โดยมันจะกลายเป็นแบบจำลองสำหรับอุตสาหกรรมในการประยุกต์ใช้ผลิตภัณฑ์และการแก้ปัญหาของเทคโนโลยีสีเขียว’

Green Technologies ขับเคลื่อน “แผนปฏิบัติการสภาพภูมิอากาศของฮ่องกง ปี 2030+”

เพื่อโปรโมต "แผนปฏิบัติการสภาพภูมิอากาศของฮ่องกง ปี 2030+" เทรน ฮ่องกงเป็นผู้บุกเบิกการประยุกต์ใช้เทคโนโลยีนวัตกรรมชั้นนำอย่าง Trane CenTraVac™ Chillers พร้อมด้วยสารทำความเย็นชนิด Hydrofluoroolefin (HFO) R514A เป็นแห่งแรกในภูมิภาค

โดย R514A เป็นสารทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมรุ่นล่าสุดที่ไม่ทำลายโอโซน (non-ODS), อัตราการเกิดภาวะโลกร้อน (GWP) ต่ำพิเศษ, อายุสะสมในชั้นบรรยากาศสั้น, อัตราการรั่วไหลต่ำ และมีประสิทธิภาพการทำงานที่สูงมากด้วยการประหยัดพลังงานที่โดดเด่น และยังช่วยลดการปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ทำได้โดย Trane CenTraVacTM Chillers ร่วมกับสารทำความเย็น R514A ได้รับการพิสูจน์มาเป็นอย่างดี 3 แห่ง ได้แก่ องค์กรพัฒนาเอกชน - Happy Valley Clubhouse ของ Hong Kong Jockey Club (Clubhouse of HKJC), อาคารแบบมิกซ์ยูส - Citygate and institute complexes และมหาวิทยาลัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งฮ่องกง (HKUST) โดยเมื่อวันที่ 12 มิถุนายนที่ผ่านมา เทรน ฮ่องกง ได้รับการประกาศรางวัลจาก AEE เพื่อรับรู้ถึงประสิทธิภาพที่โดดเด่นของ ‘เทรน’ ในการปกป้องสิ่งแวดล้อมและการประหยัดพลังงาน

CLUBHOUSE OF HKJC

CITYGATE

HKUST

3 โครงการข้างต้นได้รับการออกแบบเป็นพิเศษด้วยชิลเลอร์ ‘เทรน’ ที่มีประสิทธิภาพสูง โดยมีค่า COP สูงถึง 6.39 ซึ่งเป็นมาตรฐานที่สูงกว่าข้อกำหนดขั้นต่ำตามกฎหมาย (COP ขั้นต่ำของ BEC 2015 คือ 5.5) ในขณะเดียวกันโปรแกรมออกแบบ TRACE™ 700 ที่ได้รับรางวัลได้ถูกนำมาใช้ในการจำลองการประหยัดพลังงานเพื่อคาดการณ์การใช้พลังงานทั้งปีของอาคาร

Trane chillers applied in Clubhouse of HKJC

TRACE ™ 700 เป็นโปรแกรมซอฟต์แวร์การออกแบบและการวิเคราะห์ซึ่งตรงตามข้อกำหนดสำหรับซอฟต์แวร์การจำลองที่กำหนดโดย ASHRAE Standard 90.1-2004 และ LEED® Green Building Rating System ผลลัพธ์ของการจำลองการประหยัดพลังงานได้ผ่านการตรวจสอบ โดยวิศวกรของเจ้าของโครงการนั้นแล้วว่ามีความแม่นยำสูง โดยสรุปแล้วการประหยัดพลังงานไฟฟ้าสำหรับโครงการนี้คือ 2,837 เมกะวัตต์ ต่อปี หรือเท่ากับการลดลงของคาร์บอนไดออกไซด์ 1,986.5 ตันต่อปี (เทียบเท่ากับการปลูกต้นไม้ 86,370 ต้น) โดยหากเปรียบเทียบการประหยัดพลังงานโดยเฉลี่ยของแต่ละอาคารในโครงการนี้ (946 เมกะวัตต์ชั่วโมงต่อปี) จะสูงกว่ามาก โดยสูงกว่าเป้าหมายการประหยัดพลังงานประจำปีในส่วนของระบบปรับอากาศต่ออาคารพาณิชย์ (285 ถึง 380 เมกะวัตต์ชั่วโมง ต่อปี) เกือบสามเท่า ตามที่กำหนดไว้ใน "แผนปฏิบัติการสภาพภูมิอากาศของฮ่องกง ในปี 2030+"

TRANE

Phase Protection

ป้องกันแอร์เสียหายจากไฟตก-ไฟเกิน

Phase Protection คือ อุปกรณ์เสริมในระบบเครื่องปรับอากาศที่ออกแบบมาทำหน้าที่ป้องกันอุปกรณ์ไฟฟ้า เช่น มอเตอร์ และคอมเพรสเซอร์ จากปัญหาของแหล่งจ่ายระบบไฟฟ้าที่ไม่เสถียร หรือปัญหาการติดตั้งหน้างานที่ไม่ถูกต้อง สำหรับระบบไฟฟ้าแบบ 3 เฟส มอเตอร์จะทำงานดีเมื่อกระแสไฟฟ้าเข้าระบบตามกำหนดของเครื่องปรับอากาศ หากกระแสไฟฟ้าเข้าน้อยกว่าที่กำหนดจะทำให้ค่าของแรงที่ส่งกำลังไปยังมอเตอร์ลดลงตาม และการที่กระแสไฟฟ้าเพิ่มขึ้นอย่างกะทันหันหรือมากเกินไป จะทำให้เกิดความร้อนขดลวดมอเตอร์จะทำให้เกิดความเสียหายกับมอเตอร์ จนในที่สุดอายุการทำงานของมอเตอร์นั้นสั้นลง

หน้าที่ของ Phase Protection

- ป้องกันอุปกรณ์ไฟฟ้าในเครื่องปรับอากาศเสียหายจากกรณีจ่ายแรงดันไฟฟ้ามาขาดหรือเกิน
- ป้องกันการติดตั้งแหล่งจ่ายไฟฟ้าไม่ครบเฟส หรือสลับเฟส
- ป้องกันการตัดการทำงานบ่อยของมอเตอร์ ซึ่งจะมีผลทำให้อายุการใช้งานของมอเตอร์สั้นลง

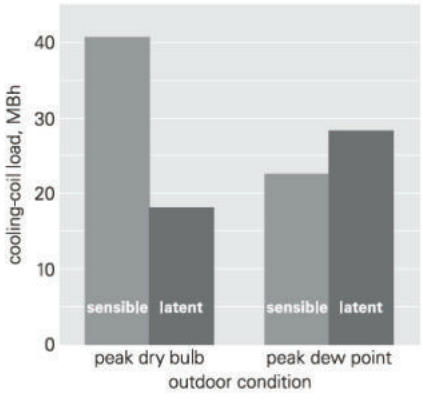
ซึ่ง ‘เทรน’ มี Phase Protection ตัวป้องติดตั้งให้ในเครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์มาตรฐานที่ชุด Condensing Unit สำหรับรุ่นระบบไฟ 3 เฟส เช่น TTK, TTA, RAUP เพื่อช่วยป้องกันและเพิ่มอายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศให้ยาวนานยิ่งขึ้น

Dedicated Outdoor Air Systems
Trane DX Outdoor Air Unit

Defining the Dehumidification Challenge

Building professionals expend much time and effort to design HVAC systems that handle both ventilation and dehumidification. High-occupancy spaces, such as classrooms, pose a particular challenge—especially when the system of choice delivers a constant-volume mixture of outdoor and recirculated return air. Why? The answer lies in the fact that the *sensible- and latent-cooling loads on the HVAC equipment do not peak at the same time.*

Figure 1. Cooling loads at different outdoor conditions*



* Based on an example classroom, which is located in Jacksonville, Fla., and has a target space condition of 74°F dry bulb and 50% relative humidity

When it's hot outside, the sensible-cooling load often far exceeds the latent-cooling load (Figure 1). By contrast, when it's cooler but humid outside, the latent-cooling load can approach or even exceed the sensible-cooling load.

Conventional HVAC equipment traditionally is *selected* with sufficient cooling capacity to handle the design load at the peak outdoor dry-bulb condition and *controlled* by a thermostat that matches the sensible-cooling capacity of the coil with the sensible-cooling load in the space. Therefore, as the sensible-cooling load in the space decreases, the cooling capacity (both sensible and latent) provided by the HVAC equipment also decreases. In most climates, the combination of less latent-cooling capacity and a lower SHR (sensible-heat ratio) in the space elevates the indoor humidity level at part-load conditions.

An "off-the-shelf," packaged unitary air conditioner may further aggravate this situation. Such equipment is designed to operate with a supply-airflow-to-cooling-capacity ratio of 350 to 400 cfm/ton. In hot, humid climates, offsetting the ventilation load for high-occupancy spaces may require that the unit delivers no more than 200 to 250 cfm/ton in order to achieve the dew point needed for adequate dehumidification.

TRANE

Dedicated OA System Configurations

One way to successfully limit indoor humidity levels is to use a **dedicated outdoor air system (DOAS)**. The design approach outlined in this guide permits each component of the HVAC system to do what it does best: *Zone-level heating-and-cooling equipment* provides occupants with air circulation and thermal comfort by modulating the cooling-coil capacity to match the sensible-cooling load in the space. Any local latent cooling occurs coincidentally; the latent-cooling load does not affect the selection of zone-level HVAC equipment. Meanwhile, a *central, dedicated outdoor air unit* sufficiently dehumidifies the outdoor air to meet both the latent-cooling load and the ventilation requirements for all spaces served by the system.

Dividing the building's cooling load in this fashion can make it easier to effectively ventilate and dehumidify occupied spaces. Key concepts to remember when undertaking such a design include the following:

- **Always provide conditioned air that is drier than the air in the space.** This practice minimizes the cooling capacity required from the local HVAC terminals and adequately controls the indoor humidity without additional, zone-level dehumidification enhancements.
- **Deliver "cold" conditioned air whenever possible, and use recovered energy to reheat during mild weather.** Providing "cold" conditioned air from the DOAS minimizes the cooling loads at the local HVAC terminals. During mild weather (spring and fall), modulate the amount of recovered energy used by the DOAS for reheat; only warm the dehumidified air enough to avoid overcooling the zones.

  "Neutral"-temperature conditioned air (which has a dry-bulb temperature approximating that of the air in the space) increases the cooling capacity required from the local HVAC terminals and requires more reheat at the dedicated outdoor air unit.
- **Deliver the conditioned outdoor air directly to each occupied space, whenever possible.** This helps ensure that the required amount of outdoor airflow reaches each occupied space, allows the conditioned OA to be delivered at a "cold" temperature (rather than reheated to neutral), simplifies the application of demand-controlled ventilation (when desired), and allows the fans in the local HVAC equipment to cycle off without affecting ventilation performance.

Dedicated outdoor air systems can be designed to deliver conditioned outdoor air either directly to each occupied space or to the individual HVAC terminals or air handlers serving those spaces. Evaluate the advantages and disadvantages of each configuration when designing a DOAS application.

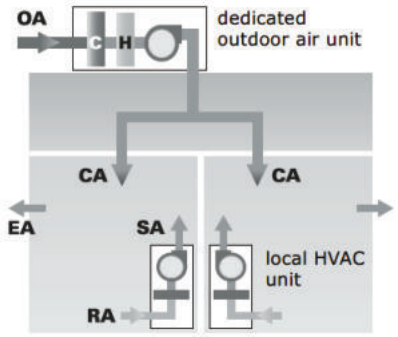
Table 1 summarizes the advantages and drawbacks of each configuration.

Table 1. Comparison of different dedicated OA system configurations

Conditioned OA delivered directly to each space

The DOAS in Figure 2 consists of a dedicated outdoor air unit, which delivers conditioned outdoor air (CA) to each occupied space via separate ductwork and diffusers. The local HVAC equipment conditions only recirculated air (RA). This configuration accommodates a wide variety of local equipment, including water-source heat pumps, vertical or horizontal fan–coils, unit ventilators, DX (direct-expansion) rooftop units, split systems, blower–coils, through-the-wall air conditioners (PTACs), variable-refrigerant-flow (VRF) terminals, passive chilled beams, and radiant cooling surfaces.

Figure 2.

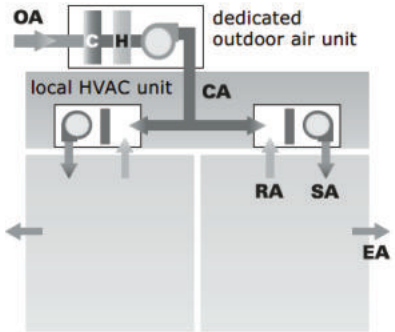


Advantages:	Disadvantages:
• Makes it easier to ensure the required amount of outdoor air reaches each zone, because separate ventilation diffusers allow easy airflow measurement and balancing • Affords opportunity to cycle off, or vary the speed of, the fan inside the local unit (reducing fan energy use) when no cooling or heating is required, because outdoor air is not distributed to the zone by the local fan • Allows the dedicated OA system to operate during unoccupied periods (for after-hours humidity control or preoccupancy purge, for example) without needing to operate the fans inside the local units • Affords the opportunity to downsize local units (reducing installed cost and energy use) if the conditioned outdoor air is delivered at a cold temperature (rather than reheated to "neutral")	• Requires installation of additional ductwork and separate diffusers • May require multiple diffusers to ensure that outdoor air is adequately dispersed throughout the zone

Conditioned OA delivered to the intake of each local HVAC unit

The DOAS in Figure 3 also uses a dedicated outdoor air unit to handle the ventilation load. Ductwork carries the conditioned outdoor air (CA) to each local HVAC terminal or air handler (typically blower–coils, horizontal fan–coils, or water-source heat pumps), discharging it near or directly into the inlet. The conditioned outdoor air then mixes with recirculated return air (RA) and passes through the cooling coil of the local terminal (or air handler), which delivers the mixed supply air (SA) to the space.

Figure 3.



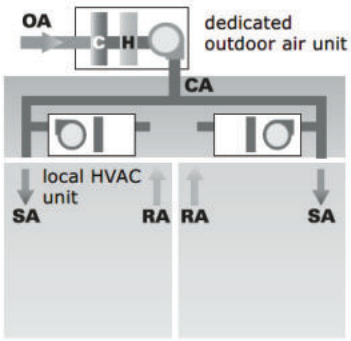
Advantages:	Disadvantages:
• Helps ensure the required amount of outdoor air reaches each local unit, because the OA is ducted directly to each intake • Avoids the cost and space needed to install additional ductwork and separate diffusers • Easier to ensure that outdoor air is adequately dispersed throughout the zone, because outdoor air is distributed by the local fan	• Measurement and balancing is more difficult than if the OA was delivered directly to the zone via separate diffusers • May require a field-fabricated plenum or section of duct to connect the outdoor air duct and mix it with recirculated air prior to entering the local HVAC unit • Fans inside the local units must operate continuously to provide ventilation during scheduled occupancy, rather than cycling off • If the dedicated OA system operates during unoccupied periods (for after-hours humidity control or preoccupancy purge, for example), the fans inside the local units typically must operate also

Table 1. Comparison of different dedicated OA system configurations (continued)

Conditioned OA delivered to the supply-side of each local HVAC unit

The DOAS in Figure 4 delivers the conditioned outdoor air (CA) directly to the supply-side of each local HVAC terminal, where it mixes with supply air from the local HVAC terminal before being delivered to the occupied space. The local equipment conditions only recirculated air (RA).

Figure 4.

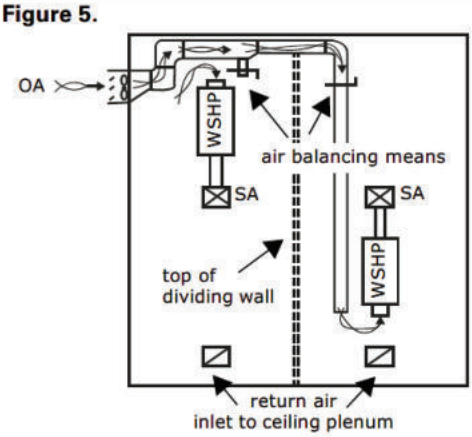


Advantages:	Disadvantages:
• Helps ensure the required amount of outdoor air reaches each unit, because the OA is ducted directly to the supply-side of each unit • Avoids the cost and space needed to install additional ductwork and separate diffusers • Affords the opportunity to downsize local units (reducing installed cost and energy use) if the conditioned outdoor air is delivered at a cold temperature (rather than reheated to "neutral") • Easier to ensure that outdoor air is adequately dispersed throughout the zone, because outdoor air is distributed by the local fan	• Measurement and balancing is more difficult than if the OA was delivered directly to the zone via separate diffusers • Fans inside the local units typically must operate continuously to provide ventilation during scheduled occupancy, rather than cycling off (unless a pressure-independent VAV terminal is used to maintain outdoor airflow)

Conditioned OA delivered to the open ceiling plenum, near each local HVAC unit

The DOAS in Figure 5 delivers the conditioned outdoor air (CA) to the ceiling plenum, near the intake of each local HVAC terminal. The outdoor air mixes with recirculated air (RA) in the plenum before being drawn in through the intake of the unit. The local unit conditions this mixture of outdoor and recirculated air, and delivers it to the occupied space through a shared duct system and diffusers.

Figure 5.



Source: ASHRAE *62.1-2016 User's Manual*, Figure 5-D ©American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, www.ashrae.org.

Advantages:	Disadvantages:
• Avoids the cost and space needed to install additional ductwork, separate diffusers, or field-fabricated mixing plenums	• More difficult to ensure the required amount of outdoor air reaches each unit, since the OA is not ducted directly to each local unit (refer to the *ASHRAE 62.1 User's Manual* for further guidance) • Conditioned outdoor air may not be able to be delivered at a cold temperature, due to concerns over condensation within the ceiling plenum (rather, it must typically be reheated closer to a "neutral" temperature) • Fans inside the local units must operate continuously to provide ventilation during scheduled occupancy, rather than cycling off • If the dedicated OA system operates during unoccupied periods (for after-hours humidity control or preoccupancy purge, for example), the fans inside the local units typically must operate also

Cold or Neutral Air?

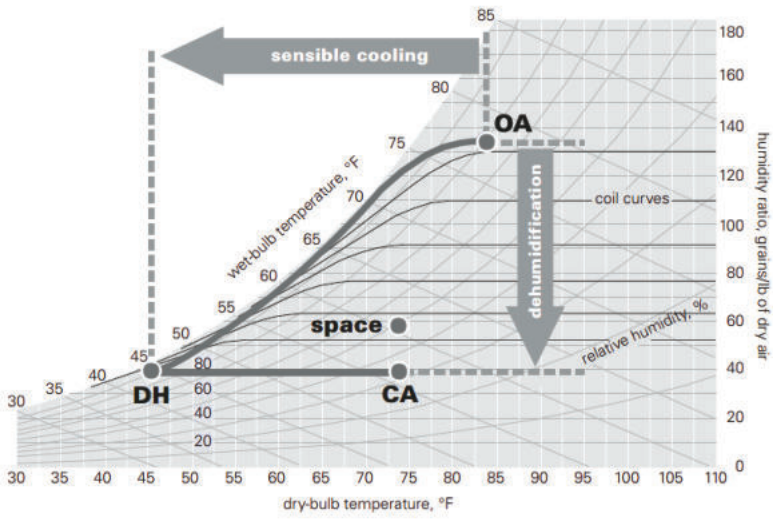
Regardless of where the conditioned outdoor air is delivered, the dedicated OA unit should dehumidify the outdoor air so that it is drier than the zone. This offsets the latent load associated with ventilation and, if the dew-point temperature of the conditioned outdoor air is lower than the dew point in the zone (Figure 6), also offsets some (or all) of the zone latent loads. This approach can adequately limit indoor humidity levels, at both full- and part-load conditions, without the need for additional dehumidification enhancements in the local HVAC equipment.

Many dedicated OA systems are designed to dehumidify the outdoor air and then reheat it to approximately zone temperature (neutral). Delivering the dehumidified outdoor air at a neutral dry-bulb temperature can simplify control because it has no impact on the zone sensible cooling or heating loads.

However, when a chilled-water or DX cooling coil is used for dehumidification, a by-product of that process is that the dry-bulb temperature of the air leaving the coil is colder than the zone (Figure 6). If the dehumidified outdoor air (DH) is reheated to neutral (CA), most of the sensible cooling performed by the dedicated OA unit is wasted.

If the dedicated OA system delivers air directly to each zone (see Figure 2, p. 3) or to the supply-side of each local HVAC unit (see Figure 4, p. 4), the dehumidified outdoor air (DH) can be delivered "cold," rather than reheated to neutral. The low dry-bulb temperature of the conditioned OA offsets part of the sensible cooling load in the zone, reducing the energy used by the local unit. At design conditions, this means that the local unit can be sized for less airflow and less cooling capacity than in a neutral-air system.

Figure 6. Sensible cooling is a by-product of 'cold-coil' dehumidification



Compared to a neutral-air system, a dedicated OA system that delivers cold air directly to each zone or to the supply-side of each local HVAC unit:

- **Requires less overall cooling capacity**
  The required capacity of the dedicated OA unit is the same for both configurations, but the required cooling capacity of each local unit is less in a cold-air system than in a neutral-air system.
- **Requires less overall cooling energy for much of the year**
  By taking advantage of the sensible cooling already done by the dedicated OA unit, the cold-air system requires less cooling energy at each local unit. The neutral-air system throws away this sensible cooling benefit by reheating the air to approximately zone temperature.
- **Requires less overall fan airflow and, therefore, less fan energy**
  The airflow delivered by the dedicated OA unit is the same for both configurations, but for those zones that require seasonal cooling and heating, the supply airflow delivered by the local HVAC unit is less in a cold-air system than in a neutral-air system. (For zones that require year-round cooling, the local HVAC equipment may not be able to be downsized as much, since it may need to be sized based on the warmest temperature expected to be delivered by the dedicated OA unit.)

While the conditioned outdoor air should be delivered cold whenever possible, there are situations when the dedicated OA unit should reheat the dehumidified outdoor air:

- **To avoid overcooling at part-load conditions**
  As explained earlier, delivering the conditioned OA at a dry-bulb temperature colder than the zone temperature offsets part of the sensible cooling load in the zone. As the zone sensible cooling load decreases—due to changes in outdoor conditions, solar heat gain, and/or internal loads—it is possible that the cold, conditioned OA may provide more sensible cooling than the zone requires. As a result, the temperature in the zone begins to drop. At these conditions, depending on the type of local HVAC equipment being used, it may be desirable to heat (or reheat) the outdoor air before delivering it directly to the zones.

  For many applications, a better approach to avoid overcooling is to implement demand-controlled ventilation. This control strategy reduces the quantity of outdoor air delivered to a zone when there are fewer people in that zone. This often avoids overcooling altogether, and reduces the energy used to condition and deliver that air.
- **In applications where zone sensible cooling loads differ greatly at any given time**
  In hotel guest rooms or dormitories, the sensible cooling loads can be drastically different from zone to zone. The result is that, if the conditioned OA is delivered cold, it may be more likely that some zones will experience overcooling. For these applications, it may be simpler to deliver the conditioned OA at a neutral dry-bulb temperature because the benefit of delivering the air cold occurs less frequently.

  In classrooms or offices, however, sensible cooling loads in the zones are relatively high during daytime hours. In fact, for some climates,

classrooms may never reach the point when overcooling occurs during occupied hours, especially if demand-controlled ventilation is used to reduce outdoor airflow when zone population decreases. These applications are typically well-suited for delivering the conditioned OA at a cold temperature.

- **In applications that require low dew points**
  If an application has very high indoor latent loads the outdoor air may need to be dehumidified to a very low dew point. In this case, the corresponding dry-bulb temperature of the air leaving the cooling coil may be colder than the HVAC design engineer is willing to discharge directly into an occupied zone—below 45°F (7°C), for example. In this case, the dehumidified OA could be reheated to a more traditional supply-air temperature—55°F (13°C), for example—but not reheated all the way to neutral.

- **To avoid condensation when conditioned OA is delivered to the ceiling plenum**
  In some applications, the dedicated OA system delivers the conditioned outdoor air (CA) to the ceiling plenum, near the intake of each local HVAC terminal (see Figure 5, p. 4). The outdoor air mixes with recirculated air (RA) in the plenum before being drawn in through the intake of the local unit. In this configuration, the dedicated OA unit should reheat the dehumidified OA to a dry-bulb temperature that is above the expected dew-point temperature of the air within the ceiling plenum. If cold air is dumped into the ceiling plenum, it could cool surfaces (structural beams, electrical conduit, ceiling framework). At night, when the dedicated OA unit is off, wind or operating exhaust fans may cause humid outdoor air to leak into the plenum, which may lead to condensation on these cold surfaces.

...To be continued

คำนวณหาขนาดเครื่องทำน้ำร้อน

การคำนวณหาขนาดเครื่องทำน้ำร้อนสำคัญอย่างยิ่งในธุรกิจที่ต้องการใช้น้ำร้อน อย่างเช่น โรงแรม ซึ่งวันนี้ทางเทรนจะมาแนะนำแนวทางเบื้องต้นในการคิดคำนวณหาขนาดของเครื่องทำน้ำร้อนที่เหมาะสมกับธุรกิจนั้นๆ ตามตัวอย่างด้านล่าง

Table 1 | Hot Water Demand per Fixture for Various Types of Buildings at a final temperature of 140°F (60°C), (L/h)

Fixture	Apartment	Club	Gymnasium	Hospital	Hotel	Industrial Plant	Office	Private Residence	School	YMCA
Basins, private lavatory	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6
Basins, public lavatory	15	23	30	23	30	45.5	23		57	30
Bathtubs	76	76	114	76	76		76		114	
Dishwashers	57	190–570		190–570	190–760	76–380		57	76–380	76–380
Foot basins[a]	11	11	46	11	11	46		11	11	46
Kitchen Sink	38	76		76	114	76	76	38	76	76
Laundry, Stationary tubs	76	106		106	106		76		106	
Pantry Sink	19	38		38	38		38	19	38	38
Showers	114	568	850	284	284	850	114	114	850	850
Service sink	76	76		76	114	76	76	57	76	76
Hydrotherapeutic Shower				1,520						
Hubbard baths				2,270						
Leg baths				380						
Arm baths				130						
Sitz baths				114						
Continuous–flow bath				625						
Circular wash sinks				76	76	114	76		114	
Semicircular wash sinks				38	38	57	38		57	
Demand factor	0.3	0.30	0.40	0.25	0.25	0.40	0.30	0.30	0.40	0.40
Storage capacity factor[b]	1.25	0.90	1.00	0.60	0.80	1.00	2.00	0.70	1.00	1.00

[a]Dishwasher requirements should be taken from this table or from manufacturers' data for the model to be used, if this is known. bRatio of storage tank capacity to probable maximum demand per hour.

Storage capacity may be reduced where an unlimited supply of steam is available from a central street steam system or large boiler plant. Source: 2011 ASHRAE Handbook–HVAC Applications Note: Data predates low–flow fixtures.

การประมาณการของปริมาณน้ำร้อนที่ใช้ให้คำนวนจากจำนวนสุขภัณฑ์ (Fixture Unit) เป็นหลัก ซึ่งหาได้ดังนี้

1) ความต้องการปริมาณน้ำร้อนมากที่สุดที่เป็นไปได้ = จำนวนสุขภัณฑ์ x ปริมาณน้ำต่อ 1 หน่วยสุขภัณฑ์ (ตารางที่ 1)

Possible Maximum Demand
=
Number of Fixtures x LPH per Fixture

2) ความต้องการปริมาณน้ำร้อนที่เป็นไปได้= ความต้องการปริมาณน้ำร้อนมากที่สุดที่เป็นไปได้ x ตัวประกอบความต้องการ

Probable Hot Water Demand
=
Possible Maximum Demand x Demand Factor

ตัวอย่างการหาขนาดเครื่องทำความร้อน (Heat Pump) และ Storage Tank สำหรับโรงแรมสูง 30 ชั้น มีห้องพัก 300 ห้อง

รายการ	จำนวน	ลิตรต่อชั่วโมง (LPH) /สุขภัณฑ์	ปริมาณการไหลทั้งหมด (LPH)
Private Lavatories	320	7.6	2,432
Bath Tubs	100	76	7,600
Shower	304	284	86,366
Kitchen Sink	6	114	684
Pantry Sink	2	38	76
Dish Washer	1	760	760
Possible Maximum Demand			97,918
Probable Hot Water Demand			97,918x0.25
			24,479.5
Storage Tank Capacity			24,479.5/0.8
			30,599.38

จะได้อัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 24,479.5 LPH หรือ 6.80 ลิตรต่อวินาที และมีขนาดความจุถังน้ำร้อน ขนาด 30 ลบ.ม ซึ่งขนาดของถังน้ำร้อนสามารถเก็บกักได้ 1 ชั่วโมง

ขนาด Heat Pump ที่ต้องการ
kW = 4.18 LPS (Tout – Tin)
อุณหภูมิน้ำร้อนออก = 60 ˚C, อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า = 30 ˚C หรือ มาจาก Temperature Rise @ 30 ˚C
kW = 4.18 x 6.80 x (60-30) = 852.72 kW

เลือกขนาด Heat Pump ขนาด 100 kW จำนวน 9 ชุด
ดังนั้น 100x9 = 900 > 852.72 ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้เล็กน้อย เหมาะกับความต้องการใช้น้ำร้อนของทางโรงแรม

ตารางที่ 2 : ขนาดของเครื่องทำน้ำร้อนของเทรน
COMMERCIAL SANITARY HOT WATER HEAT PUMPS

Model		HPAT-015	HPAT-020	HPAT-025	HPAT-030	HPAT-040
Heating Capacity	kW	16.85	22.67	26.31	30.97	41.93
Cooling Capacity	kW	13.93	20.90	24.30	28.84	38.70
COP Heating (see note 1)		4.20	4.20	4.20	4.20	4.20
Power Input	kW	4.01	5.40	6.26	7.37	9.98
Electrical Supply	V/Ph/Hz	380-415/3/50	380-415/3/50	380-415/3/50	380-415/3/50	380-415/3/50
MCA	A	14.9	18.9	21.7	28.1	34.5
Refrigerant Type				R134a		
Compressor Type				Hermetic Scroll		
Qty of Compressor per Unit		1	1	1	1	2
Low / High Pressure Switch	Bar	1.86 / 27.44	1.86 / 27.44	1.86 / 27.44	1.86 / 27.44	1.86 / 27.44
Condenser Coil				Double Wall Plate HX		
Evaporator Fan				Double Inlet Forward Curve - Centrifugal Fan		
Qty		2	2	2	2	2
Airflow @0.25 in.wg. ESP	CFM	957	1230	960	1504	1777
Evaporator Fan Motor						
Watt Output	kW	1 x 0.18	1 x 0.28	1 x 0.27	1 x 0.35	1 x 0.50
No. of fan step				3-Step Motor : Off / Low / High - Direct Drive		
Hydraulic Circuit						
Condenser Water Pressure Drop	kPa	0.82	1.40	1.84	1.20	3.07
Recovery Rate@30 -C Rise	LPM	8.07	10.85	12.59	14.82	20.07
Diameter of Pipe Connection	mm	25	25	25	25	25
Condenser Water Pump						
Watt Output	kW	N/A	N/A	0.295	0.340	0.595
Housing Dimensions						
Height	mm	685	685	685	685	1,648
Width	mm	1,820	1,820	1,820	1,820	1,670
Depth	mm	970	970	970	970	1,067
Temperature Control Unit				Programmable Set Point / Diff		
Operating Temperature	°C	60	60	60	60	60
Sound Level						
@ 1 m with Duct Work	dBA	62	62	62	65	65
Weight						
Shipping Weight	kg	198	212	216	240	275
Operate Weight	kg	221	236	240	264	282

Note
1) Rating at 30°C surrounding air, 30°C inlet water and 60°C outlet water.
2) Maximum Temperature 70°C when water flow rate less than above codition (see Note 1)

Leak Testing Program
โปรแกรมทดสอบรอยรั่ว

การตรวจสอบรอยรั่วถือได้ว่ามีความจำเป็นสำหรับระบบที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นเป็นอย่างยิ่ง โดยการจัดทำโปรแกรมทดสอบรอยรั่ว จะทำให้เราสามารถรักษามาตรฐานประสิทธิภาพของเครื่องชิลเลอร์ และลดต้นทุนในการทำงานของเครื่องรวมถึงลดค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงซ่อมแซมเครื่องชิลเลอร์ในระยะยาว นอกจากนี้แล้วยังช่วยป้องกันอันตรายที่เกิดจากรอยรั่ว เนื่องจากเครื่องแบบ Medium หรือ High Pressure (R134, R22, R470c และ R410a) สารทำความเย็นที่รั่วออกมานั้นเป็นอันตรายต่อผู้ปฏิบัติงาน เพราะสารทำความเย็นเหล่านี้ไม่มีกลิ่นและสามารถแทนที่อากาศบริเวณโดยรอบได้อย่างรวดเร็ว อาจทำให้ผู้ปฏิบัติงานหมดสติหรือถึงขั้นเสียชีวิต อีกถึงการรั่วไหลดังกล่าวยังเป็นการทำลายสิ่งแวดล้อมอีกด้วย

'เทรน' ให้ความสำคัญอย่างยิ่งกับปริมาณการปล่อยก๊าซเรือนกระจก (Carbon Footprint) ของ เครื่องปรับอากาศ หรืออุปกรณ์ทำความเย็นทั้งหมดที่มีสาร Fluorinated ที่ต้องปฏิบัติตามระเบียบข้อบังคับของ F-Gases ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องมีการทดสอบการรั่วไหลโดยบุคลากรที่ผ่านการรับรองอย่างสม่ำเสมอ และ Fluorinated ยังเป็นสารทำความเย็นที่ควบคุมภายใต้สนธิสัญญาเกียวโตและพิธีสารมอนทรีออล จึงต้องบรรจุในภาชนะที่ปิดมิดชิด และต้องสามารถตรวจพบการรั่วไหลใด ๆ ได้ทันทีที่มีการรั่วซึม

ประโยชน์ของโปรแกรมทดสอบรอยรั่ว

1. สามารถรับรู้ถึงปัญหาได้อย่างรวดเร็ว จึงแก้ไขปัญหาได้อย่างถูกต้อง
2. สามารถควบคุมสถานการณ์ได้ตลอด 24 ชั่วโมง ใน 365 วัน หรือตลอดทั้งปี
3. ลดการก่อให้เกิดผลกระทบที่ไม่ดีต่อสุขภาพของมนุษย์และสิ่งแวดล้อม
4. สามารถปรับปรุงอุปกรณ์ให้ทำงานได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ
5. ลดความเสี่ยงที่ระบบ หรืออุปกรณ์จะหยุดการทำงาน (Downtime) ซึ่งมีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูง
6. ยืดอายุการใช้งานของเครื่องชิลเลอร์
7. ถูกต้องตามข้อบังคับ F-Gases ของสหภาพยุโรป และระเบียบด้านสุขภาพ ความปลอดภัยของบริษัทชั้นนำทั่วโลก

TRANE

We're Hiring
รับสมัครงาน

แผนก		ตำแหน่ง		อัตรา
Service Solutions	SERVICE	Service Manager	พัทยา	1
		Service Engineer	กรุงเทพฯ	1
		Field Service Engineer / Technician	กรุงเทพฯ	3
			พัทยา	1
Control & Contracting	SALES	Control Sales Assistant Manager	กรุงเทพฯ	1
		Contracting Sales Engineer	กรุงเทพฯ	1
	FULFILLMENT	Contracting Sales Engineer	กรุงเทพฯ	1
Unitary	DEALER SALES	Residential Sales Manager	กรุงเทพฯ	1
	SPARE PARTS	Product & Application Sales Engineer	กรุงเทพฯ	1

* พื้นที่ทำงาน

สอบถามข้อมูลเพิ่มเติมได้ที่...

คุณพรรณี จันทนภุมมะ (พี่ติ๋ง)
โทร. 02 761 1111 ต่อ 8903
มือถือ & Line 0888096790
e-mail : Punnee.Chandanabhumma@trane.com

บริษัท แอร์โค จำกัด
เลขที่ 1126/2 อาคารวานิช 2 ชั้น 30-31
ถนนเพชรบุรีตัดใหม่ แขวงมักกะสัน เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
โทร. 0 2761 1111, 0 2761 1119

@tranethailand

FB/tranethailand

www.tranethailand.com