

Trane Thailand e-Magazine

DECEMBER 2019 : ISSUE 83

HAPPY NEW YEAR

2020



พ้าลก เตชะสุวรรณ
Thailand Country
General Manager

โบทมือลาปี 2019 เข้าสู่ปี 2020 กันอย่างเป็นทางการ เวลาในแต่ละปีที่ดินหน้า และผ่านไปอย่างรวดเร็วเช่นเดียวกับ 'ทรน' ที่พยายามเดินหน้าพัฒนาผลิตภัณฑ์และบริการต่างๆ ให้ตอบสนองความต้องการของท่านได้อย่างสูงสุด โดยในปี 2020 เราจะเปิดตัวผลิตภัณฑ์ที่ใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม 'R32' ให้ครบทุกรุ่นและขนาดบิตูย รวมทั้งเพิ่มความหลากหลายของผลิตภัณฑ์เพื่อตอบโจทย์ลูกค้าในทุกระดับราคา เพื่อเพิ่มโอกาสการแข่งขันให้สูงขึ้น ทั้งนี้ขอให้ทุกท่านติดตามข่าวสารผลิตภัณฑ์ต่างๆ ของ 'ทรน' ได้จากเจ้าหน้าที่ฝ่ายขาย และช่องทางสื่อสารต่างๆ ของบริษัทฯ ครับ

เนื่องในโอกาสวันขึ้นปีใหม่ 'ปีหมูทอง' ผมขอเป็นตัวแทนบริษัทฯ อวยพรให้ทุกท่านประสบแต่สิ่งที่ดีปรารถนา หวังสุขภาพดี หน้าทีการทำงานก้าวหน้า เงินทอง หรือลาภยศ ขอให้ทุกท่านมุ่งมั่นพากเพียรด้วยสติ ปัญญา และพลังกำลังที่มี ทำให้สำเร็จลุล่วงดังทีหวังครับ

Contents

- 02 1-Way Cassette
- 03 เลือกสารทำความเย็นประสิทธิภาพสูง + ปกป้องโลก
- 05 ความดันสูญเสียในระบบท่อ
- 07 Water-Cooled Chiller Tubes Part 1/2
- 10 Dedicated Outdoor Air Systems
Trane DX Outdoor Air Unit (end)



1-Way Cassette

เครื่องปรับอากาศแยกส่วนฝังฝ้าประดับเพดาน
กระจายลมเย็น 1 ทิศทาง

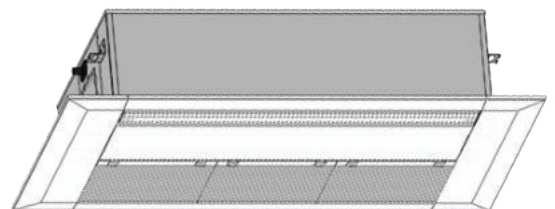
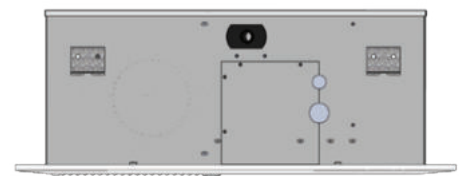


เครื่องปรับอากาศ **TRANE 1-Way Cassette** ได้รับการออกแบบด้วยดีไซน์ใหม่เฉพาะตัว คำนึงถึงความต้องการของผู้ใช้ที่ต้องการความสวยงามเพื่อให้เครื่องปรับอากาศกลมกลืนเข้ากับการตกแต่งภายในห้อง พร้อมความเย็นสบายที่ลงตัว คู่คุณค่าด้วยมาตรฐานเครื่องปรับอากาศ 'ทรน' ซึ่งเป็นที่ยอมรับในเรื่องคุณภาพและความทนทานในการทำงาน คู่คุณค่าและประหยัดพลังงานด้วยฉลากประหยัดไฟเบอร์ 5 มาตรฐานปี 2019 ตั้งแต่ขนาดการทำทำความเย็น 13,000-30,000 Btu/h และได้รับการออกแบบเป็นพิเศษเพื่อให้ประหยัดพื้นที่ในฝ้าด้วยความสูงเครื่องเพียง 25 ซม. ทำให้สามารถติดตั้งและบำรุงรักษาได้ง่าย



ควบคุมการทำงานด้วยรีโมทไร้สายหรือ
ดิจิตอลมีสายได้ตามความเหมาะสมของ
ผู้ใช้งาน

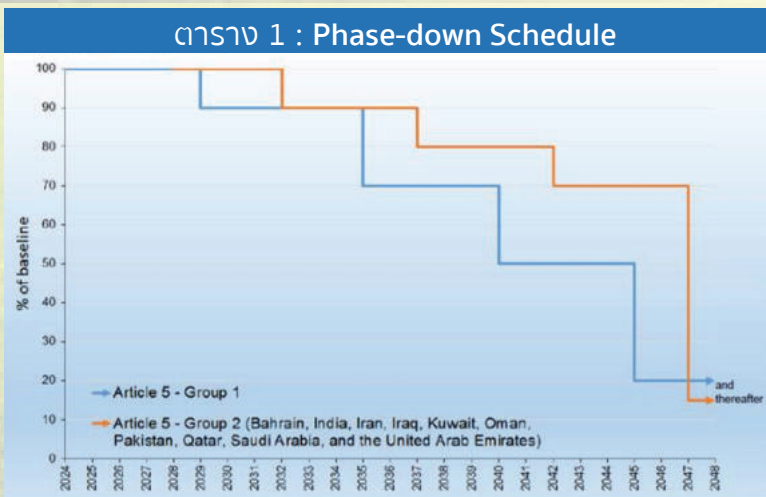
- ตั้งอุณหภูมิได้ 15-30 °C
- Fan Speed 4 ระดับ ปรับความเร็วลม
ได้อัตโนมัติ
- Power Cool ระบบเร่งความเย็นเร็ว
- Sweep Function กระจายลมเย็นให้
ทั่วถึงโดยอัตโนมัติ
- มีระบบ Auto Restart



เลือกสารทำความเย็นประสิทธิภาพสูง + ปกป้องโลก

สถานการณ์ในปัจจุบันสำหรับโลกที่เราอยู่นั้น นอกจากจะต้องแข่งขันกันในเรื่องต้นทุนและเทคโนโลยีที่ทุกคนต่างก็อยากได้มาซึ่งการเติบโตของธุรกิจ แต่เราอาจลืมมองในมุมที่ทุกคนต้องมีส่วนร่วมในการช่วยกันลดผลกระทบทุกรูปแบบ ไม่ว่าจะทางตรงหรือทางอ้อมกับสิ่งมีชีวิตและสภาวะของสิ่งแวดล้อมบนโลกใบนี้ ให้ยังคงอยู่และสามารถดำรงชีวิตอยู่ได้ในระยะยาว

โดยสารทำความเย็นนั้นเป็นสิ่งที่เราต้องคำนึงถึง ที่อ้างอิงถึงพิธีสารมอนทรีออลฉบับแก้ไขเพิ่มเติมคิกาลี (Kigali Amendment to the Montreal Protocol) ที่มีผลบังคับใช้ไปแล้ว ตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม 2562 เนื่องจากขณะนี้รัฐภาคีของพิธีสารให้สัตยาบัน Kigali Amendment เกิน 20 ประเทศแล้ว โดยที่ประเทศไทยนับเป็นหนึ่งในภาคีสมาชิกที่จะให้สัตยาบันในอนาคตอันใกล้นี้ โดยมีกำหนดกรอบระยะเวลาและสัดส่วนของการลด (phase-down) ดังตารางด้านล่าง การใช้สารกลุ่มไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน (HFCs) จะบังคับใช้กับรัฐภาคีที่ให้สัตยาบันพิธีสาร ซึ่งประเทศไทยจะต้องดำเนินการให้สัตยาบันต่อไป



ตาราง 2 : Article 5 Parties : Group 1

Baseline Years	2020, 2021 & 2022	
Baseline Calculation	Average production/consumption of HFCs in 2020, 2021, and 2022 plus 65% of HCFC baseline production/consumption	
Reduction steps	2024	
Freeze		
Step 1	2029	10%
Step 2	2035	30%
Step 3	2040	50%
Step 4	2045	80%

ที่มา : UNEP Fact Sheet Kigali Amendment to MP, Ezra Clark & Sonja Wagner/OzoneAction

โดยที่ผ่านมาองค์การสหประชาชาติได้ทำสนธิสัญญาสากลที่กำหนดขึ้นเพื่อควบคุมยับยั้ง และบรรเทาผลกระทบจากการผลิตและการใช้สาร ที่มีผลกับภาวะโลกร้อนและทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน เพื่อรักษาอุณหภูมิและชั้นบรรยากาศโอโซนที่เริ่มจะมีผลกระทบกับ



โลกสูงเนื่องจากสารเหล่านี้ และขอให้ทุกประเทศดำเนินเรื่องการแสดงสัตยาบันในการลดการใช้สารกลุ่ม HFCs ดังแสดงในตาราง 1 ซึ่งประเทศไทยถือเป็นหนึ่งในกลุ่มประเทศกำลังพัฒนา Article 5 - Group 1 ตามช่วงเวลาตามตารางที่ 2

HFCs		HCFCs	
Substance	GWP value (100 year)	Substance	GWP value (100 year)
HFC-134	1100	HCFC-21	151
HFC-134a	1430	HCFC-22	1810
HFC-143	353	HCFC-123	77
HFC-245fa	1030	HCFC-124	609
HFC-365mfc	794	HCFC-141b	725
HFC-227ea	3220	HCFC-142b	2310
HFC-236cb	1340	HCFC-225ca	122
HFC-236ea	1370	HCFC-225cb	595
HFC-236fa	9810		
HFC-245ca	693		
HFC-43-10mee	1640		
HFC-32	675		
HFC-125	3500		
HFC-143a	4470		
HFC-41	92		
HFC-152	53		
HFC-152a	124		
HFC -23	14 800		

CFCs	
Substance	GWP value (100 year)
CFC-11	4750
CFC-12	10 900
CFC-113	6130
CFC-114	10 000
CFC-115	7370

ที่มา : UNEP Fact Sheet Kigaki Amendment to MP, Ezra Clark & Sonja Wagner/OzoneAction

Current Transitional Next-Gen

	Low Pressure			Medium Pressure			
	R-123	R-1233zd	R-514A	R-134a	R-513A	R-1234yf	R-1234ze
Flammability	Non (1)	Non (1)	Non (1)	Non (1)	Non (1)	Slight (2L)	Slight (2L)
Toxicity	Higher (B)	Lower (A)	Higher (B)	Lower (A)	Lower (A)	Lower (A)	Lower (A)
Fluid Efficiency	9.4 COP	9.3 COP	9.4 COP	8.5 COP	8.3 COP	8.2 COP	8.5 COP
Capacity Change	1	35% Gain	Same	1	Same	5% Loss	25% Loss
GWP	79	1	<2	1300	573	1	1

สำหรับทรน (ประเทศไทย) ได้สังเกตเห็นถึงผลกระทบที่เกิดขึ้น ไม่ว่าจะเป็นเป็นพายุ คลื่นยักษ์ น้ำท่วม แผ่นดินไหว และอื่นๆ ที่ก่อให้เกิดความเสียหายกับหลายๆประเทศนั้น เรามีความตั้งใจที่จะนำสารทำความเย็นในกลุ่ม HFO เข้ามาแทนที่ได้ทันที ณ ปัจจุบัน เพื่อช่วยลดผลกระทบดังกล่าว โดยบริษัทฯ มีการพัฒนาเครื่องทำความเย็นให้รองรับสารทำความเย็นที่มี GWP ต่ำ ทั้ง R-514A, R-513A, R-1233zd(E) และ R-1234ze ซึ่งปัจจุบันมีโครงการอ้างอิงหลากหลายแห่งที่เลือกใช้สารทำความเย็นประเภทนี้แล้ว

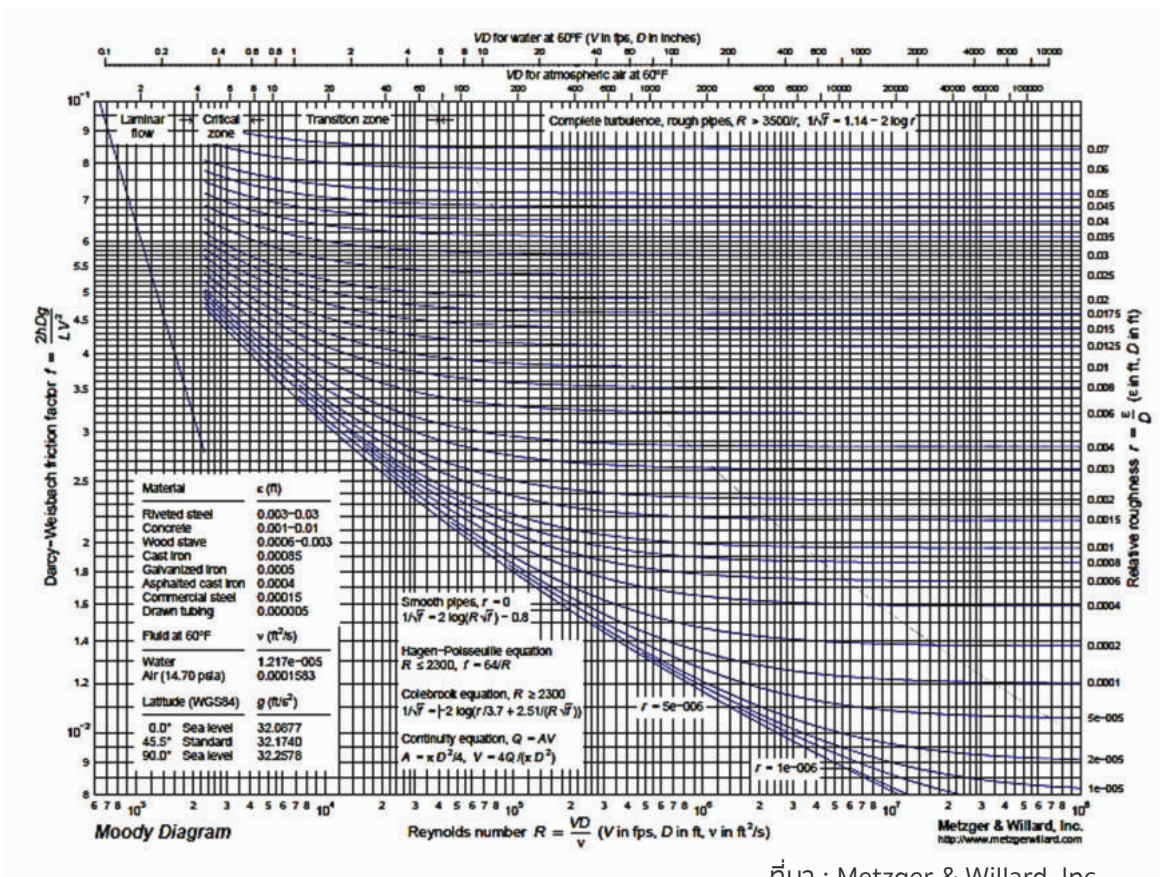
หากท่านสนใจร่วมลดโลกร้อนกับสารทำความเย็นที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม พร้อมทั้งได้เครื่องทำความเย็นประสิทธิภาพสูง ทางทรนมีความยินดีที่จะเข้าไปนำเสนอผลิตภัณฑ์ที่เหมาะสมกับโครงการของท่าน กรุณาติดต่อที่ Trane_BD@irco.com

ความดันสูญเสียในระบบท่อ

ในการออกแบบท่อน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ เราสามารถแบ่งออกได้เป็นระบบปิด (Closed system) หรือระบบท่อที่ของไหลไม่สัมผัสกับบรรยากาศตลอดการไหลครบวงจร ซึ่งระบบปิดนั้นจะค่อนข้างมีความสะอาด ส่วนระบบเปิด (Open system) หรือระบบท่อที่ของไหลมีการสัมผัสกับอากาศในระหว่างการไหลในวงจรจะค่อนข้างสกปรก เกิดสนิมและตะกรันเกาะได้ง่ายกว่าระบบปิด ซึ่งโดยทั่วไปแล้วของเหลวในท่อระบบปรับอากาศที่ใช้น้ำมักจะมีของไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ซึ่งมีความดันสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานระหว่างของไหลกับผิวท่อ (H_f) สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ดาร์ซี-ไวส์บาค (Darcy-Weisbach)

$$H_f = f \frac{LV^2}{D2g}$$

- L คือ ความยาวของการไหลหรือความยาวท่อตรงที่ของไหลไหลผ่าน (m)
 - D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
 - V คือ ความเร็วในการไหล (m/s)
 - g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 m/s^2)
 - f คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อ ซึ่งสามารถหาได้จากกราฟของมูดี้ (Moody chart)
- การหาค่า f จากกราฟของมูดี้อาจไม่สะดวกในการคำนวณเนื่องจากมีหลายสมการเข้ามาเกี่ยวข้อง เพื่อหาค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อ



ที่มา : Metzger & Willard, Inc.

ในการประมาณหาความดันสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานในการไหลของของไหลคงที่ นอกจากสมการของดาร์ซีและไวซบิค ที่ใช้ทำนายความดันสูญเสียในท่อตรงแล้ว ยังมีสมการที่อยู่ในรูปแบบที่ง่ายต่อการคำนวณ คือ สมการของฮาเซนและวิลเลียม (Hazen-William equation) ในหน่วยระบบเมตริก

$$H_f = 10.67 \frac{LQ^{1.85}}{C^{1.85} D^{4.87}}$$

- เมื่อ hf คือความดันสูญเสียในท่อ (m)
- L คือความยาวท่อในหน่วย (m)
- C คือค่าสัมประสิทธิ์ของพิวท่อ
- Q คืออัตราการไหล (m³/s)
- D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

ตารางค่าสัมประสิทธิ์ของพิวท่อสำหรับใช้ประมาณความดันสูญเสีย

ชนิดท่อ	ความหยาบ ε (mm.)	สัมประสิทธิ์ความหยาบ C
ท่อทองแดง	0.001 - 0.002	130-150
ท่อพีวีซี	0.0015 - 0.007	140-150
ท่อสเตนเลส	0.015	150
ท่อเหล็กทั่วไป	0.045 - 0.09	120
ท่อเหล็กหล่อ	0.25 - 0.8	100

ตัวอย่างการคำนวณความสูญเสียในท่อ
คำนวณความดันสูญเสียความดันในระบบท่อเหล็กดำ ขนาดท่อ DN 100 mm. (I.D 102.26mm) ค่าสัมประสิทธิ์ความหยาบ 120 อัตราการไหล 500 m³/s มีความยาวท่อ 400 m.

แทนค่าในสูตร (Hazen-William equation)

$$H_f = 10.67 \frac{400 \times 500^{1.85}}{120^{1.85} 102.26^{4.87}}$$

$$H_f = 0.000976 \text{ m.}$$

ความรู้พื้นฐานเหล่านี้จะละเอียดไม่ได้เลย เพราะเป็นส่วนหนึ่งในการนำความรู้ไปต่อยอดเพื่อคำนวณเลือกปั๊มใช้งานได้อย่างเหมาะสมกับความต้องการของงานแต่ละงานนั่นเอง





Water-Cooled Chiller Tubes

Part 1/2

Efficiency, Price, Pressure Drop, Corrosion Resistance, and Longevity Optimization

Enhanced Tubes

Enhanced tubes have superior heat transfer characteristics, which translates into better efficiency and lower chiller energy consumption.

Enhancements provide two benefits: more surface area where heat can be transferred from one side of the tube to the other, and more fluid turbulence. External enhancements are optimized for the refrigerant properties and the application (boiling or condensing), while internal enhancements affect the fluid flowing through the tubes. Several different types of enhancements are available.

TECU

- 3/4" outside tube diameter, with a large number of internal starts (twists) to achieve high efficiency.
- Higher associated pressure drops than IMCU or IECU

IECU

- 1" outside tube diameter, with a large number of internal starts (twists) to achieve high efficiency.
- Fouling rates are comparable to TECU tubes

- Overall not as efficient as TECU tubes due to less effective heat transfer area caused by lower tube counts in the heat exchangers.
- Lower pressure drops than TECU and IMCU tubes.

IMCU

- 1" outside tube diameter, comparable fouling rates and cleanability as TECU and IECU tubes.
- Provide higher efficiency but higher pressure drop than IECU, and are more cost effective than some TECU options.
- Micro-Enhanced tubes do not follow the typical rifling or twisting pattern as other enhanced or low-fouling tubes
- Depending upon manufacturer and/or the location of the tube (evaporator or condenser), the internal enhancement can resemble a crisscross "waffle" pattern or a rough "pebbled" surface

Tube Diameter

Two outside tube diameters are used in Trane chillers 1-inch and 3/4-inch. The tube diameter affects the number of tubes that can be used in a heat exchanger for a specific capacity, and the efficiency and pressure drop that corresponds with it. The number and size of the tubes—along with the shell size and length—also affect the amount of refrigerant required to charge the chiller. Depending on the specified chiller efficiency and any pressure drop limitations, the most cost effective selection could use 1-inch tubes in both the evaporator and condenser, or 3/4-inch tubes in both the evaporator and condenser, or 1-inch tubes in one heat exchanger and 3/4 inch tubes in the other heat exchanger.

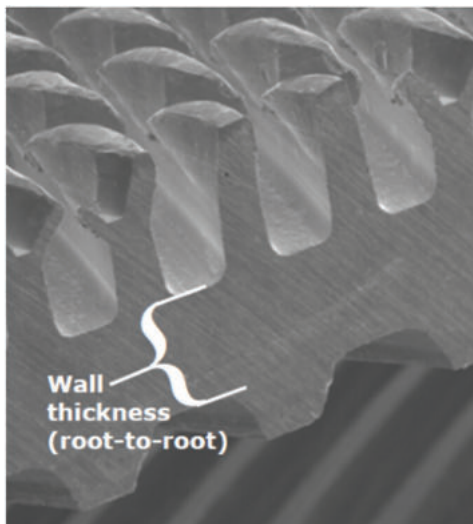
Shell Length

CenTraVac chillers are highly customized, and different shell lengths are available with multiple compressor combinations. For a given tonnage, longer shells usually mean higher efficiency, while shorter shells lower the cost and the waterside pressure drop. It is also possible to use longer shells to extend the capacity range of a given compressor.

Tube Thickness

Thicker wall tubes provide more corrosion resistance, but decrease heat transfer efficiency. Thinner wall tubes cost less and have slightly better initial efficiency, but offer less corrosion resistance. The critical thickness is where the tube is the thinnest (in the finned section), and not in the tubesheet area where all tubes are between 0.05 and 0.06 inches thick. For both evaporators and condensers, Trane offers three tube-wall thicknesses: 0.025, 0.028, and 0.035 inches. The most frequently recommended tube-wall thickness for both evaporators and condensers is the 0.028-inch tubewall.

Wall Thickness (Root-to-Root)



Intermediate Tube Support

Intermediate support sheets are welded into the evaporator and condenser shells at 2- to 3-foot intervals throughout the length of the shell. The tubes are secured at the intermediate tube support sheets to ensure a snug fit. Supporting the weight of the tubes is easy, but preventing the tubes from movement is what influences the design of the tube supports.

Tube-clip supports

Previous Trane design and the current designs of other manufacturers use “skip-finned” tubes in order to secure tubes to intermediate support sheets (see Figure 2, and Figure 4). Tubes are designed with un-enhanced sections in order to allow for direct internal mechanical expansion into support sheets for a tight fit.

Figure 2. Skip-finned design

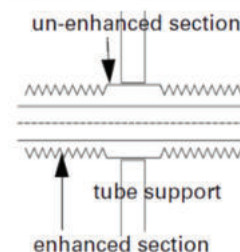
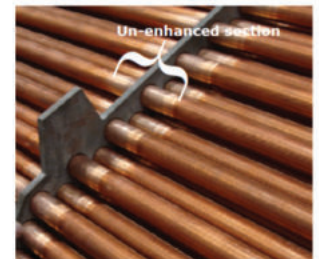


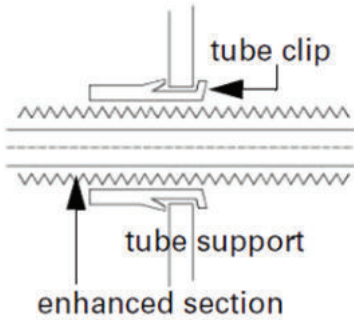
Figure 4. Skip-finned tubes in use



Due to the nature of how tightly the tubes are bound to each support sheet, the skip-finned design leaves tubes vulnerable to excessive strain as a result of thermal expansion and contraction. Also, not only do skip-finned tube supports decrease the heat transfer surface area, they make tube maintenance and replacement (if needed) extremely difficult.

As a result of replacement difficulties, water plugs are typically placed on both ends of a failed tube to impede water flow and prevent leakage between water and refrigerant circuits. Depending upon how many tubes fail, the use of several plugs can result in decreased heat transfer capability and efficiency. Often, when several tubes are in need of replacement, entire shell bundles are replaced due to the time and difficulty of finding and removing failed tubes.

Trane uses tube-clips (see Figure 3, and Figure 5), which offer improved chiller efficiency by increasing the effective surface area on each tube. Because “skipped” portions of the tube are no longer required for tube rolling at the supports, the tubes can be enhanced down their entire length, significantly increasing the heat transfer area.

Figure 3. Tube-clip design

Figure 5. Tube-clips in use


Compared to a skipped-fin design, which uses manual internal tube expansion and is susceptible to misexpansion (tubes expanded outside of tube supports), tube-clips fit securely in place, are extremely reliable, and extend past the tube supports. Tube-clip support sheets are constructed of gauge steel because internal mechanical expansion (tube rolling) no longer exists, and the tube weight is distributed over a larger surface area with the tube-clips.

Tube vibration concerns are eliminated as a result of the unique damping effect of the clips, which dissipates the energy that would start the tube vibration. Tube-clips allow lengthwise movement that provides a greater tolerance for thermal expansion and contraction, and makes it easier to remove the tubes if service work or replacement is ever necessary—the tubes only need to be broken loose at the tube end sheets instead of down the entire length of the shell at each support sheet.

Tube-clips have been used in Trane products for over 50 years with proven success.

Material Selection

Copper tubes are used for most chiller applications today. Copper is a highly conductive metal that provides cost effective chiller efficiency. However, based on the application, some customers prefer to specify a different material.

Condensers are more likely to use special tube materials than evaporators. This is because the evaporator is part of a “closed system,” whereas the condenser is often an “open system” exposed to the outside environment. Systems with open cooling towers require proper on-site tower maintenance and water quality control to eliminate the need for and expense of specialty tubes. When condensers are in direct contact with poor quality water, corrosion is often a concern and special tube materials are available for those applications.

Trane offers cupronickel, stainless steel, and titanium tubes. Tubesheets can be clad in the same tube material or covered with a special ceramic epoxy coating. Clad tubesheets have an embedded layer—approximately 1/4 inch—of material on the outer surface of the tube end sheets.

Waterboxes are often coated as well and supplied with sacrificial anodes. If marine style waterboxes are provided the baffle plate can be constructed of stainless steel. If brackish water is a concern, the combination of stainless steel or titanium tubes with the appropriate tubesheet cladding, waterbox coatings, baffle plates (marine waterboxes) and sacrificial anodes should be considered. Titanium tubes with titanium clad tubesheets are often used with seawater condenser loops or where industrial chemicals might leach into the water loops. For example, paper mills often require titanium in both the evaporator and condenser heat exchangers for this reason.

Many customers with brackish or salt water prefer to use intermediate heat exchangers to avoid sending corrosive water directly into their chiller. In extremely corrosive applications, both intermediate heat exchangers and specialty tubes are used together.

Tube Type	Description of material
Cu	Copper for lowest cost and highest efficiency
CuNi 90/10	90% Copper and 10% Nickel for good corrosion resistance
Ti	Titanium for excellent corrosion resistance (saltwater or chemical)

to be continued...

Dedicated Outdoor Air Systems

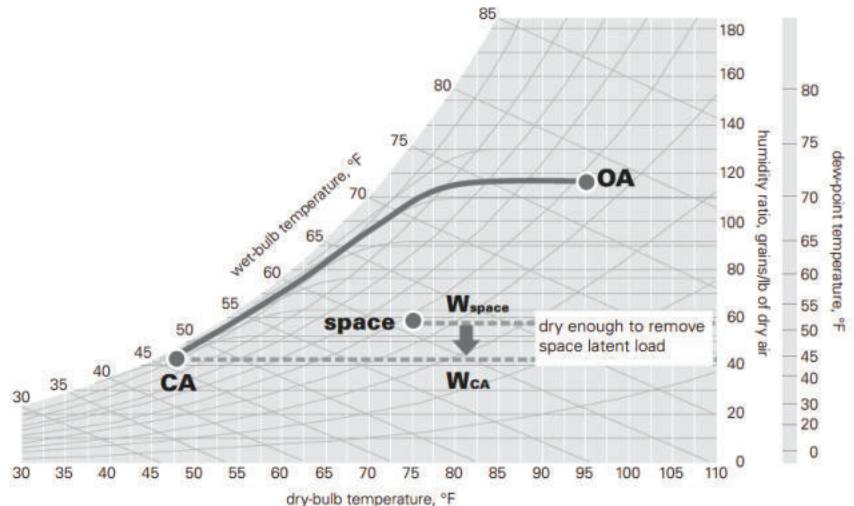
Trane DX Outdoor Air Unit



Designing a Dedicated OA System

In most applications, in most climates, the dedicated OA unit is sized to dehumidify the outdoor air to remove the moisture, or latent load, from the entering outdoor air, and is often then dehumidified a little further. In this case, the resulting dew point of the conditioned air is drier than the space, dry enough that this quantity of outdoor air also removes most, or all, of the space latent loads (Figure 7).

Figure 7. Sizing the dedicated OA unit to offset space latent loads



In some cases, the local HVAC terminals may also help to dehumidify the space when the sensible-cooling load is high, yielding an indoor humidity that is drier than the maximum upper limit. As a rule of thumb, size the dedicated outdoor air unit so that it offsets both the ventilation load and the space latent loads at the peak outdoor-enthalpy condition.

Selecting the Dedicated OA Unit

The following steps establish the required airflow, dew point, and dry-bulb temperature for the conditioned air.

Step 1: Determine the entering-air condition. Three factors dictate the capacity required from the dedicated outdoor air unit: airflow, the enthalpy of the entering outdoor air, and the enthalpy of the conditioned air leaving the cooling coil. If the outdoor airflow is constant, then the basis of design is the condition resulting in the greatest difference in enthalpy across the cooling coil.

Indoor latent loads fluctuate with occupancy and processes, as well as with ambient conditions and wind through infiltration. These variables can make it difficult to discover when the greatest enthalpy difference occurs. However, if the latent loads within the space are relatively constant and infiltration is minimal, assume that the greatest enthalpy difference occurs at the highest outdoor air enthalpy.



Designing a Dedicated OA System

In most climates, the peak latent ventilation load occurs at a lower dry-bulb temperature and higher dew point than the outdoor air condition that produces the peak sensible ventilation load. The *ASHRAE Handbook—Fundamentals* is a popular source for climatic data representing the outdoor design conditions for many locations. To aid the design of cooling and dehumidifying systems, the handbook includes:

- Peak dry-bulb and mean-coincident wet-bulb temperatures (sensible-design condition)
- Peak dew-point and mean-coincident dry-bulb temperatures (latent-design condition)
- Peak wet-bulb and mean-coincident dry-bulb temperatures (enthalpy-design condition)

The examples throughout this guide are based on “0.4 percent” data from the ASHRAE climatic data tables. This percentage indicates that the temperature is likely to equal or exceed the design value for 35 hours each year. Some design engineers choose to use more extreme conditions; others base their designs on the “1 percent” or “2 percent” values, which represent more hours.

Table 2 (p. 10) lists the 0.4 percent, cooling-design data for Jacksonville, Fla. Plotting these values on the psychrometric chart (Figure 8, p. 10) illustrates that the highest outdoor enthalpy exists at the peak wet-bulb condition. In this case, the enthalpy of the outdoor air is 9 percent higher than it is at the peak dry-bulb (sensible-cooling design) condition.

Note: Using the peak dry-bulb condition as the basis of design will undersize the dedicated outdoor air unit, making it unable to properly dehumidify the outdoor air at certain part-load conditions. Remember that the primary purpose of the dedicated outdoor air system is to properly control space humidity at all load conditions.

Step 2: Choose the maximum limit for space humidity. The leaving-air dew point is determined so that the space humidity level does not exceed some defined upper limit at worst-case conditions. Some design engineers might choose 50 percent relative humidity (RH) for the upper limit; others might choose to design the system to allow the humidity to rise a little higher (e.g., 60 percent RH) at worst-case conditions.

Note: Some types of local cooling equipment, such as chilled beams or radiant cooling panels, cannot handle any condensation. If this type of equipment is used, the outdoor air must be dehumidified to a dew point low enough to remove all of the space latent load plus some margin of safety to prevent condensation from forming on the local equipment. As an example, the upper humidity limit might be 55°F (13°C) dew point. This allows water at about 57°F (14°C) to be sent to the chilled beams or radiant panels without condensation.

In this example, combining the 75°F (23.9°C) setpoint for the space with a maximum relative humidity of 50 percent corresponds to a humidity ratio of 64.9 grains/lb (9.3 g/kg) or a dew point of approximately 55°F (13°C).



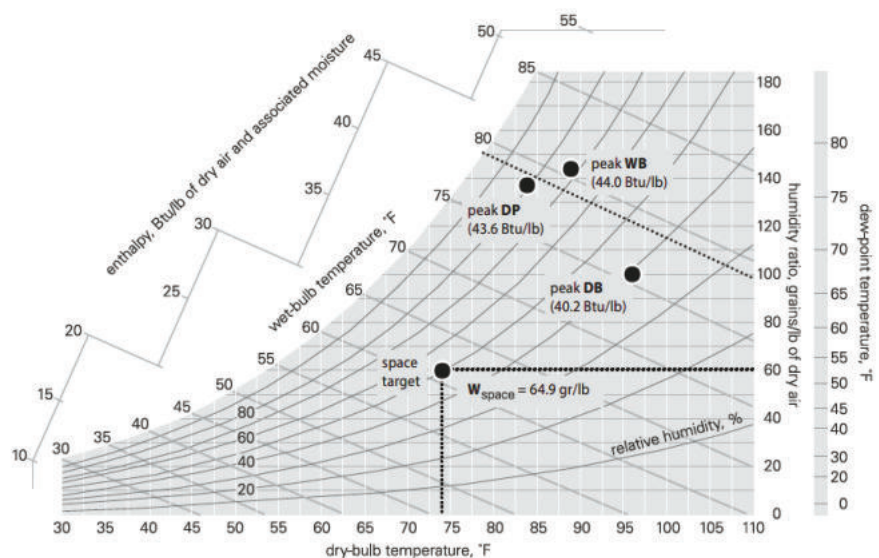
Designing a Dedicated OA System

Table 2. Design weather conditions for cooling/dehumidifying in Jacksonville, Fla. (a)

	Design condition	Enthalpy
Peak dry bulb, mean-coincident wet bulb	95.8°F (35.4°C) DB, 76.8°F (24.9°C) WB	40.2 Btu/lb (75.6 kJ/kg)
Peak dew point, mean-coincident dry bulb	78.7°F (25.9°C) DP, 83.7°F (28.7°C) DB	43.6 Btu/lb (83.5 kJ/kg)
Peak wet bulb, mean-coincident dry bulb	80.4°F (26.9°C) WB, 88.4°F (31.3°C) DB	44.0 Btu/lb (84.5 kJ/kg)

(a)Source: 2017 ASHRAE Handbook—Fundamentals, Chapter 14 (0.4% condition)

Figure 8. Comparison of outdoor air enthalpies at 0.4% cooling-design conditions for Jacksonville, Fla.



Managing Building Moisture, Trane applications engineering manual SYS-AM-15, helps designers identify and quantify moisture sources. It also presents moisture-management techniques for the building envelope, occupied spaces, and mechanical equipment rooms.

Step 3: Determine the latent loads in the space. The dedicated outdoor air unit will offset the local latent loads in the space it serves, as well as the total ventilation load. Common sources of latent load include respiration from people, processes (such as cooking), and the infiltration of humid outdoor air through cracks and other openings in the building structure.

For this example, the dedicated outdoor air handler serves four classrooms of a school in Jacksonville, Fla. Table 3 (p. 11) lists the latent load for each space; in this case, the latent loads presumably remain constant whenever the building is occupied.



Designing a Dedicated OA System

Step 4: Determine the total airflow that the dedicated outdoor air unit must deliver. If a centralized piece of equipment brings in outdoor air, and then delivers only outdoor air (not mixed with any recirculated air) to one or more ventilation zones, ASHRAE Standard 62.1 classifies this as a “100-percent outdoor air ventilation system.” Accordingly, the system-level intake airflow (V_{ot}) delivered by the dedicated OA unit should be the sum of the calculated zone outdoor airflows (V_{oz}):

$$V_{ot} = \sum V_{oz}$$

Given the zone outdoor airflow requirements (V_{oz}) listed in Table 3, the dedicated OA unit in this example must deliver a total outdoor airflow of 1815 cfm (0.86 m³/s).

Table 3. Design criteria for a DOAS serving four classrooms in Jacksonville, Fla. (example)

Space characteristics	Classroom 101	Classroom 102	Classroom 103	Classroom 104
Sensible load	29,750 Btu/hr (8.7 kW)	26,775 Btu/hr (7.8 kW)	26,927 Btu/hr (7.9 kW)	28,262 Btu/hr (8.3 kW)
Latent load	5,250 Btu/hr (1.5 kW)	5,465 Btu/hr (1.6 kW)	5,697 Btu/hr (1.7 kW)	5,250 Btu/hr (1.5 kW)
Sensible-heat ratio (SHR)	0.85	0.83	0.83	0.84
Required outdoor airflow	450 cfm (0.21 m ³ /s)	450 cfm (0.21 m ³ /s)	480 cfm (0.23 m ³ /s)	435 cfm (0.20 m ³ /s)
Humidity ratio of conditioned air, W_{ca}	48.0 grains/lb (6.92 g/kg)	47.3 grains/lb (6.76 g/kg)	47.7 grains/lb (6.84 g/kg)	47.4 grains/lb (6.80 g/kg)

Step 5: Determine which zone requires the driest conditioned outdoor air. Because the dedicated outdoor air unit will offset the latent loads in each space (as well as the total ventilation load), the conditioned outdoor air must be dry enough to enforce the maximum humidity limit in the worst-case space. Use the following equation to calculate the required conditioned-air humidity ratio, W_{ca} , for each space:

$$Q_L = 0.69 \times V_{oa} \times (W_{sp} - W_{ca})$$

$$(Q_L = 3.0 \times V_{oa} \times [W_{sp} - W_{ca}])$$

where,

Q_L = latent load in the space, Btu/hr (kW)

V_{oa} = conditioned outdoor airflow, cfm (m³/s), which is supplied to the space by the dedicated outdoor air handler

W_{ca} = humidity ratio of the conditioned outdoor air, grains/lb (grams/kg)

W_{sp} = maximum limit for the humidity ratio in the space, grains/lb (grams/kg)

For example, to ensure that the humidity (W_{sp}) in Classroom 101 does not exceed the maximum limit of 64.9 grains/lb (9.3 g/kg), the humidity ratio of the conditioned outdoor air, W_{ca} , must be 48.0 grains/lb (6.92 g/kg).

Table 3 shows the results of this calculation for all four classrooms. Although the highest latent load exists in Classroom 103, the “critical space” is

In the Q_L equations at right, 0.69 and 3.0 are derived from the properties of air; they are *not* constants. At the “standard” air condition, which is 69°F (21°C) dry air at sea level, the product of density, the latent heat of water vapor, and a conversion factor for units—7,000 grains/lb (1,000 grams/kg) and 60 min/hr—equals 0.69 (3.0). A different air condition or elevation will result in a different value.

Step 5 (Classroom 101):

$$Q_L = 5,250 \text{ Btu/hr}$$

$$= 0.69 \times 450 \text{ cfm} \times (64.9 \text{ gr/lb} - W_{ca})$$

$$\therefore W_{ca} = 48.0 \text{ gr/lb}$$

$$(Q_L = 1.5 \text{ kW})$$

$$= 3.0 \times 0.21 \text{ m}^3/\text{s} \times [9.3 \text{ g/kg} - W_{ca}]$$

$$\therefore W_{ca} = 6.92 \text{ g/kg}$$



Designing a Dedicated OA System

Classroom 102 because it requires the driest air (lowest humidity ratio, W_{ca}). Supplying the conditioned outdoor air at a humidity ratio of 47.3 gr/lb (6.76 g/kg) will offset the latent load in each classroom and assure that the humidity in Classroom 102 does not exceed the maximum limit; lower humidities will result in the other classrooms.

Step 6: Determine the required dew point for the conditioned outdoor air. With the help of a psychrometric chart (Figure 7), we find that a humidity ratio of 47.3 grains/lb (6.76 g/kg) is equivalent to a dew-point temperature of 46.7°F (8.2°C).

Step 7: Determine the supply-air dry-bulb temperature for the dedicated outdoor air handler. If the system design requires *neutral*-temperature conditioned air, then the air leaving the dedicated outdoor air unit must be reheated to the desired dry-bulb temperature. This is typically between 70°F and 75°F (21°C and 24°C).

If the system design is based on *cold* conditioned air rather than neutral-temperature air, then the dry-bulb temperature from the dedicated outdoor air unit depends on the supply-air dew point. In our example, assuming that saturated air leaves the cooling coil, then the leaving-air dry-bulb temperature may be delivered as cold as 47°F (8.3°C), or might be reheated to a more conventional air-delivery temperature, such as 55°F (12.8°C).

Note: For simplicity, our example does not include the effect of fan heat. A draw-through fan arrangement will increase the dry-bulb temperature of the conditioned outdoor air. The slightly warmer air offsets less of the sensible load in the space, which will affect the selection criteria for the local HVAC terminals.



Control of the Dedicated OA Unit

The most common approach to controlling the dedicated OA system is to turn it on when the building is expected to be occupied. The same time-of-day schedule that is used to start and stop the local HVAC terminal equipment is used to start and stop the dedicated OA system.

The fan in the dedicated OA unit is activated to bring in the required amount of outdoor air for ventilation, and cooling, dehumidification, or heating is modulated to maintain the discharge air at the desired conditions.

The operating mode for the dedicated OA unit is based on the current outdoor air conditions. Outdoor temperature and humidity sensors are used to calculate the outdoor air dew point, and compare it to the desired leaving-air conditions. This determines whether the unit operates in Dehumidification Mode, Sensible Cooling Mode, Sensible Heating Mode, or if conditions are sufficient for the unit to operate in Ventilation Only mode (Figure 9 and Table 4).

Figure 9. Dedicated OA unit control modes

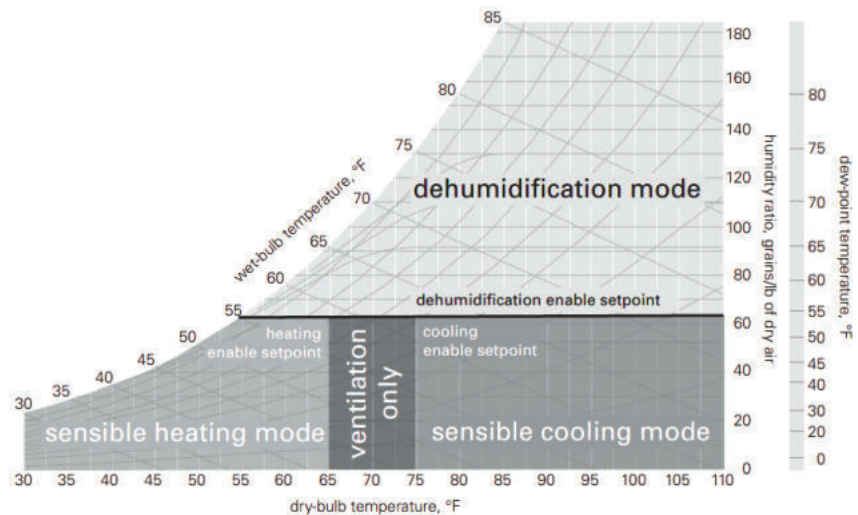


Table 4. Dedicated OA unit control modes

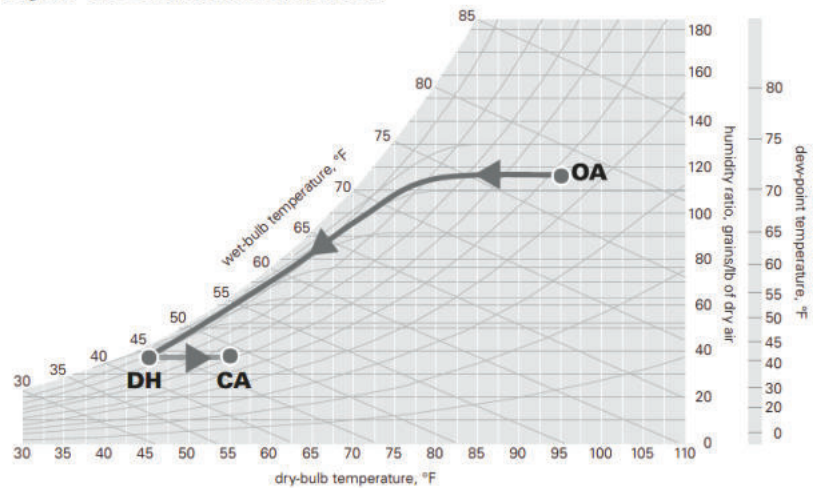
Control mode	Outdoor conditions
Dehumidification	Outdoor Air Dew Point > Dehumidification Enable Setpoint
Sensible cooling	Outdoor Air Dew Point ≤ Dehumidification Enable Setpoint Outdoor Air Dry-Bulb Temperature > Cooling Enable Setpoint
Ventilation only	Outdoor Air Dew Point ≤ Dehumidification Enable Setpoint Heating Enable Setpoint ≤ Outdoor Air Dry-Bulb Temperature ≤ Cooling Enable Setpoint
Sensible heating	Outdoor Air Dew Point ≤ Dehumidification Enable Setpoint Outdoor Air Dry-Bulb Temperature < Heating Enable Setpoint

Control of the Dedicated OA Unit

Dehumidification mode

If the outdoor air dew point is higher than the Dehumidification Enable Setpoint, the unit operates in the Dehumidification Mode (Figure 10). In this mode, compressor capacity is staged/modulated to dehumidify the outdoor air (OA) to the desired leaving-air dew point (DH). Depending on the application, this dehumidified outdoor air may then be reheated—using heat recovered from the DX refrigeration circuit (i.e., hot gas reheat)—to the desired leaving-air dry-bulb temperature (CA).

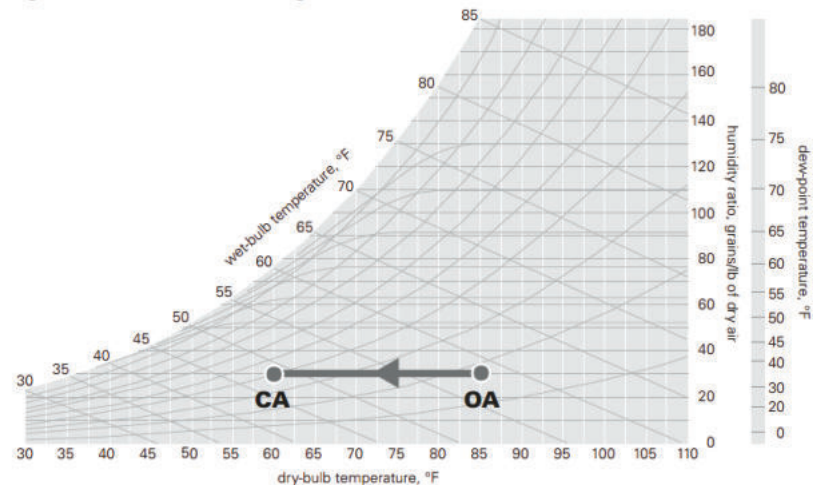
Figure 10. Dehumidification mode



Sensible cooling mode

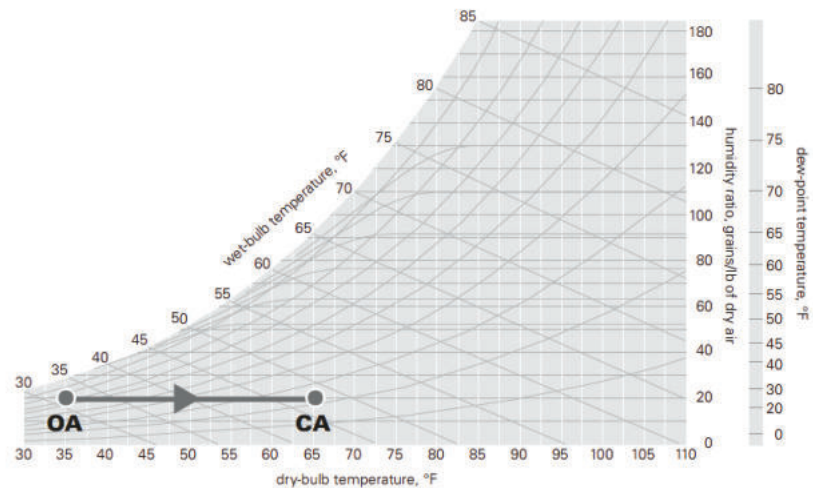
If the outdoor air dew point is lower than, or equal to, the Dehumidification Enable Setpoint, and the outdoor air dry-bulb temperature is higher than the Cooling Enable Setpoint, the unit operates in the Sensible Cooling Mode (Figure 11). In this mode, compressor capacity is staged/modulated to cool the outdoor air (OA) to the desired leaving-air dry-bulb temperature (CA).

Figure 11. Sensible cooling mode



Control of the Dedicated OA Unit
Sensible heating mode

If the outdoor air dew point is lower than, or equal to, the Dehumidification Enable Setpoint, and the outdoor air dry-bulb temperature is lower than the Heating Enable Setpoint, the unit operates in the Sensible Heating Mode (Figure 12). In this mode, heater capacity is staged/modulated to warm the outdoor air (OA) to the desired leaving-air dry-bulb temperature (CA).

Figure 12. Sensible heating mode

Ventilation only mode

If the outdoor air dew point is lower than, or equal to, the Dehumidification Enable Setpoint, and the outdoor air dry-bulb temperature is lower than the Cooling Enable Setpoint but warmer than the Heating Enable Setpoint, the unit operates in the Ventilation Only Mode. In this mode, the fan continues to operate, but both the compressors and heater are turned off.

