



พิชิต เตชะสุวรรณ
Thailand Country General Manager

จากที่ทรเนริเริ่มใช้เทคโนโลยี multi-stage แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ขับด้วยมอเตอร์แบบ direct drive ที่หมุนรอบต่ำ เพื่อใช้ร่วมกับสารทำความเย็นแรงดันต่ำ โดยมีอัตราการรั่วไหลของสารทำความเย็นที่น้อยมากเมื่อเทียบกับสารทำความเย็นประเภทอื่นๆ มามากกว่าครึ่งทศวรรษนั้น เรานับการ

ออกแบบเครื่องทำความเย็นมาเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูง และคําค่าการลงทุนพร้อมกับ operating cost ที่ต่ำ โดยในประเทศไทยได้สร้างฐานลูกค้า โดยรวมมากกว่า 2,000,000 ตันความเย็นและขยายอย่างต่อเนื่อง สำหรับเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้สารทำความเย็นแรงดันต่ำนี้

แต่หากมองถึงอาคารที่มีการเปลี่ยนแปลงของการทำความเย็นมาก เช่นหากเราใช้เครื่องทำความเย็นขนาด 1000 ตัน มาเดินที่ช่วง 200-300 ตัน ประสิทธิภาพการใช้พลังงานจะดีกว่าเมื่อเทียบกับตอนที่ทำงานที่ 1,000 ตัน จึงจำเป็นที่จะต้อง swing chiller เพื่อรองรับการทำความเย็นในช่วงนั้นๆ

ในวันนี้ 'ทรเน' ได้มีการนำเสนอเทคโนโลยีที่หลากหลาย รวมถึง Ceramic bearing, Magnetic bearing และ Screw ในเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก เพื่อให้ลูกค้าได้เลือกให้เหมาะสมกับการลงทุน และผลประหยัดที่ต้องการ เช่น

1. Hybrid Ceramic Bearing Centrifugal Chiller (CVHS and CVHM)
2. High Speed Magnetic Bearing Back-to-Back Centrifugal Chiller (HDWA)
3. High Speed Magnetic Bearing Multi-com Centrifugal Chiller (HSAW)
4. Screw Chiller (RTHD)

สำหรับ e-Magazine ฉบับนี้ ท่านสามารถติดตามสาระความรู้ ข่าวสารจากทรเน และข้อมูลทางเทคนิคต่างๆ ได้ภายในฉบับครับ

Contents

page 2



'ทรเน' ร่วมกท.พลังงาน
ปลดล็อกการลงทุนพลังงานทดแทน

page 3



ASHRAE เยี่ยมชม
Chiller Plant สนามบินอู่ตะเภา
พร้อมฟังบรรยาย Trane Air Cooled Chiller

page 4



Selecting Chilled-Water Coils for
ASHRAE 90.1's New 15°F
Delta T Requirement

page 10



Approach Temp for
Water Cooled Chiller

page 13



ภัยสุขภาพ!
จากบรรจุภัณฑ์
พลาสติก

page 14



We're Hiring
รับสมัครงาน

'ไทรน' ร่วมกท.พลังงาน ปลดล็อกการลงทุนพลังงานทดแทน



'ไทรน' ร่วมออกบูธแสดงนิทรรศการในการประชุม **'International Forum on Unlocking Investment Opportunities in Renewable Energy for the ASEAN Region'** ที่จัดขึ้นโดยสถาบันวิศวกรรมพลังงานมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ในฐานะที่ปรึกษาให้กับกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงานกระทรวงพลังงาน เมื่อวันที่ 22 ถึง 23 กรกฎาคม พ.ศ. 2562 ณ โรงแรม ดิอิมพีเรียล โฮเทล แอนด์ คอนเวนชั่น เซ็นเตอร์ จังหวัดนครราชสีมา

ทั้งนี้ได้มีการเชิญบริษัทที่ผลิตและจำหน่ายอุปกรณ์พลังงานหมุนเวียนและการอนุรักษ์พลังงานเข้าร่วมแสดงผลงานเพื่อเป็นเวทีแลกเปลี่ยนประสบการณ์ มุมมองเกี่ยวกับการลงทุนด้านพลังงานหมุนเวียน และเพิ่มโอกาสพัฒนาการลงทุนด้าน

พลังงานหมุนเวียนในภูมิภาคอาเซียน โดย 'ไทรน' ได้นำเสนอเครื่องทำน้ำเย็นประสิทธิภาพสูง และบริการที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการประหยัดพลังงานให้กับอุปกรณ์ การเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่เหลือทิ้งให้เป็นความเย็น รวมถึงสารทำความเย็นที่จะมีบทบาทสำคัญกับโลกในอนาคตอันใกล้



ASHRAE เยี่ยมชม Chiller Plant สนามบินอู่ตะเภา

พร้อมฟังบรรยาย Trane Air Cooled Chiller



ASHRAE THAILAND และสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย พร้อมคณะ เข้าเยี่ยมชม ศึกษาดูงาน ณ สนามบินอู่ตะเภา จังหวัดระยอง เมื่อวันที่ 24 กรกฎาคม ที่ผ่านมา

- โดยมีการบรรยายในหัวข้อ 'Ultra High Efficiency Air-Cooled Chiller Plant' ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้
- ฟังการบรรยายสรุปการใช้งานของ Air Cooled Chiller (RTAE) จากทีมดูแลระบบปรับอากาศ จากท่าอากาศยานอู่ตะเภา บริษัท การบินไทย จำกัด (มหาชน)
 - ฟังการบรรยายถึงจุดเด่นของ Air Cooled Chiller (RTAE) ที่ใช้ในสนามบินอู่ตะเภา โดย 'ทรู'
 - เยี่ยมชม Chiller Plant และโรงซ่อมใหญ่สนามบินอู่ตะเภา



The 2016 version of ASHRAE Standard 90.1 requires chilled-water cooling coils to be selected for at least a 15°F ΔT.

This Engineers Newsletter reviews this new requirement, demonstrates how it affects selection of chilled-water coils, and analyzes the impact of part-load conditions on coil performance.

New ASHRAE 90.1 Requirement

Beginning in its 2016 version, ASHRAE Standard 90.1 now requires chilled-water cooling coils be designed for at least a 15°F temperature difference (ΔT) between the leaving and entering water; and the leaving-water temperature must be no colder than 57°F, at design conditions.¹

As an example, for the leaving-water temperature to be 57°F, the coil in Figure 1 is selected with a 42°F entering-water temperature. This would comply with the minimum 15°F ΔT requirement.

Committee's intent. Sometimes it is helpful to understand the committee's intent when a new requirement like this is added to Standard 90.1. Other than attending the committee meetings, the best way to understand intent is to read the foreword that is included when an addendum is released for public review.

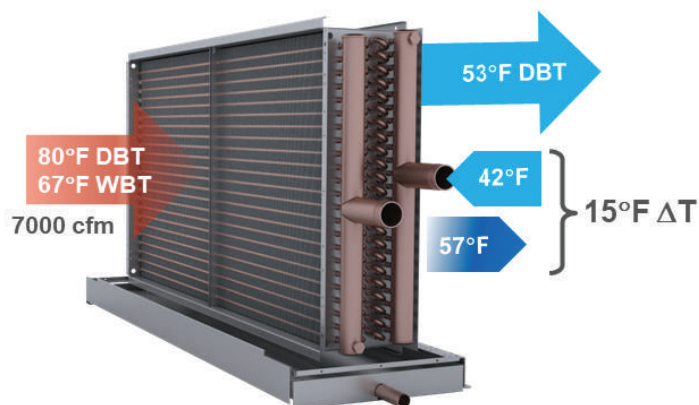
6.5.4.7 Chilled-Water Coil Selection.

Chilled-water cooling coils shall be selected to provide a 15°F or higher temperature difference between leaving and entering water temperatures and a minimum of 57°F leaving water temperature at design conditions.

Exceptions to Section 6.5.4.7:

- 1 Chilled-water cooling coils that have an airside pressure drop exceeding 0.70 in. H₂O when rated at 500 fpm face velocity and dry conditions (no condensation)
- 2 Individual fan-cooling units with a design supply airflow rate ≤ 5000 cfm
- 3 Constant-air-volume systems
- 4 Coils selected at the maximum temperature difference allowed by the chiller
- 5 Passive coils (no mechanically supplied airflow)
- 6 Coils with design entering chilled-water temperature ≥ 50°F
- 7 Coils with design entering air dry-bulb temperature ≤ 65°F

Figure 1. Chilled-water cooling coil





As stated in the foreword that accompanied this addendum (see excerpt below), the committee's intent was to encourage the use of coils with more heat transfer surface to achieve this higher ΔT .² It cited a life-cycle cost analysis that was published in the *ASHRAE Journal*.³ This analysis showed that designing a chilled-water system for a higher ΔT reduced first costs—due to smaller valves, piping, and pumps—and also reduced overall system energy cost. The results showed that the increase in fan energy due to the added coil surface was more than offset by the pump energy savings.

"High ΔT was shown to result in optimum energy efficiency and life cycle costs in analysis by Taylor in *Optimizing Design & Control of Chilled Water Plants, Part 3: Pipe Sizing and Optimizing ΔT* (ASHRAE Journal, December 2011). The analysis showed that the fan energy increase due to the larger coil was more than offset by the pump energy savings, and net first costs were reduced due to smaller piping and pumps, offsetting higher coil costs. So both first costs and energy costs are reduced by this requirement...The intent of this addendum is to encourage the use of coils with larger heat transfer surface areas to generate a high ΔT ."

That same article also showed that using a slightly colder entering-water temperature would allow for a coil selection to achieve the desired higher ΔT with no impact on supply fan energy use—that is, no change in surface area or air pressure drop compared to the 10°F ΔT baseline. In that case, the results showed that while the colder water does increase chiller energy use, this was more than offset by the pump energy savings.

Exceptions. While this is now a prescriptive requirement, like other sections of Standard 90.1, there are several exceptions listed (see excerpt on page 1).

Per exception 2, individual fan-cooling units that supply 5000 cfm or less are exempt. This exempts fan-coils, blower-coils, classroom unit ventilators, and small air handlers. According to the foreword, the committee included this exception because most small fan-coils do not have an option for an eight-row

coil. But as demonstrated later in this EN, eight rows is not necessarily required to achieve a 15°F ΔT . It is still a good idea to select smaller units with a higher ΔT . However, Standard 90.1 does not currently require it.

Per exception 3, if airflow across a cooling coil is constant volume, that coil is also exempt from this requirement. For the first analysis in the cited article, the author used a coil selected with more surface area, resulting in a higher air pressure drop. For the VAV system analyzed, the resulting increase in fan energy was more than offset by the pump energy savings. However, as mentioned above, the article also showed that by using a slightly colder entering-water temperature, there was no change in air pressure drop (zero impact on fan energy) compared to the 10°F ΔT baseline. In that analysis, the higher ΔT still resulted in lower overall energy use. So even in a constant-volume system, it is a good idea to design for a higher ΔT , but Standard 90.1 currently does not require it.

Per exception 6, coils that are selected with an entering chilled-water temperature of 50°F or warmer are also exempt. This exempts sensible-only cooling equipment, like radiant panels, chilled beams, and sensible-cooling terminal units, like Trane's CoolSense™.

Affected applications. Some examples of applications where this requirement does apply include:

- Mixed-air, multiple-zone VAV systems, since they have variable airflow and are usually larger than 5000 cfm
- Single-zone VAV air handlers, which might be used in larger zones like auditoriums, arenas, gymnasiums, or manufacturing areas
- Dedicated outdoor-air systems, when designed for variable airflow—which would be the case if demand-controlled ventilation is implemented

Selecting Cooling Coils for $\geq 15^\circ\text{F } \Delta T$

The example chilled-water coil in Figure 1 is in a mixed-air VAV air handler that cools 7000 cfm to 53°F leaving the coil. The entering chilled-water temperature is 42°F, with a 15°F ΔT at design conditions.

Table 1 compares four coils that could be used for this application:

- Coil #1 has six rows of 3/8-inch diameter tubes and turbulators (devices mounted inside the tubes that increase fluid turbulence to improve heat transfer).
- Coils #2 and #3 have six rows of 1/2-inch tubes, one with turbulators and the other without. Notice that turbulators allow coil #3 to provide the required capacity with fewer fins than coil #2. This reduces the air pressure drop, but increases the water pressure drop. (Whether or not this additional water pressure drop impacts the size of pumps, or pump energy use, depends on whether or not this coil is located in the "critical circuit" of the piping system.)
- Coil #4 has six rows of 5/8-inch tubes and turbulators.

For this example, coil #1 is the least expensive option. Coil #4 is the best choice for minimizing both air and water pressure drops, but it costs more than the other options. Coil #2 or #3 might be selected to better balance cost and pressure drops.⁴

Effect of part-load operating conditions. As explained, Standard 90.1 requires a minimum 15°F ΔT at design conditions. This allows for a lower water flow rate (gpm) and a reduction in installed cost due to smaller valves, pipes, and pumps. But the other motivation is to reduce pump energy use, for which part-load operation (off-design conditions) also matters.

For the mixed-air VAV system in this example, the entering-air conditions will change as the outdoor conditions change, and the airflow across the coil will change as the zone-level VAV dampers modulate. Figure 2 shows the resulting water ΔT of these same four coils—each selected to achieve a 15°F ΔT at design conditions—at three different entering-air conditions at which the cooling coil will still be active, and at two different airflows.

At part-load conditions, the coils with turbulators (#1, #3, and #4) are able to maintain, or even increase, the water ΔT . However, for the coil without turbulators (#2), the water ΔT starts to drop at the third part-load condition. And in all cases, the ΔT is not as high in coil #2 as it is in the coils with turbulators.

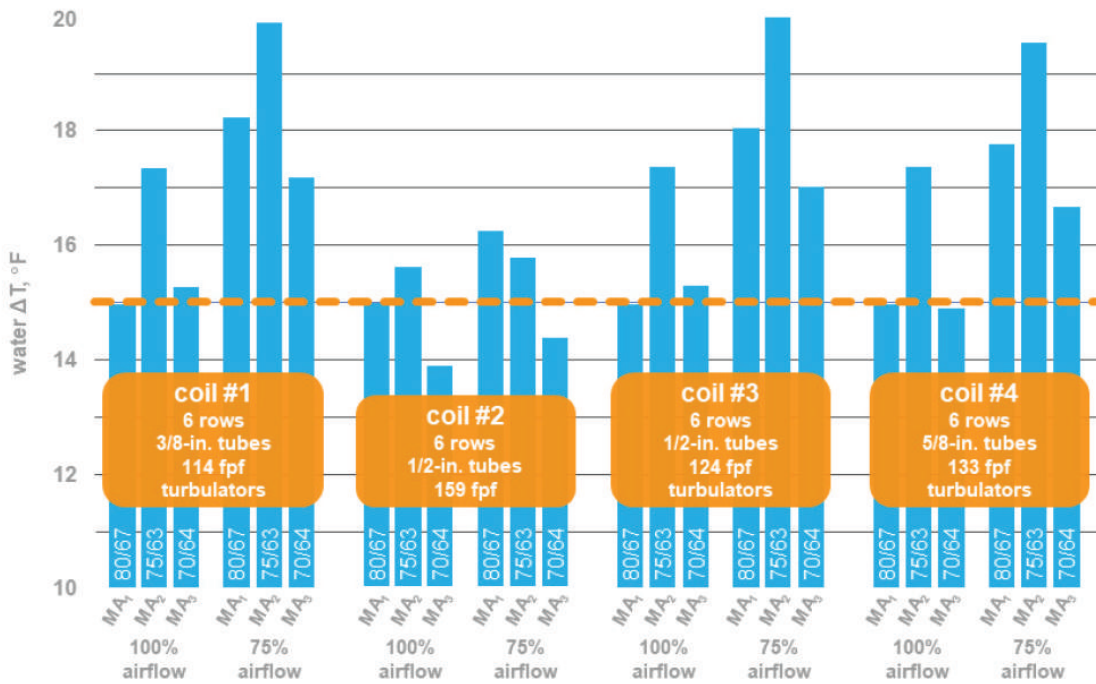


Table 1. Example chilled-water coil selections for 15°F ΔT

	coil #1	coil #2	coil #3	coil #4
entering-water temperature, °F	42	42	42	42
leaving-water temperature, °F	57	57	57	57
water ΔT, °F	15	15	15	15
tube diameter, in.	3/8	1/2	1/2	5/8
coil rows	6	6	6	6
fin density, fins/ft	114	159	124	133
fin design	high capacity	high capacity	high efficiency	high efficiency
turbulators	yes	no	yes	yes
water flow rate, gpm	40	40	40	40
water velocity, ft/s	2.7	2.8	2.8	2.1
water pressure drop, ft. H ₂ O	11.2	4.7	11.1	5.2
air pressure drop, in. H ₂ O	0.81	0.95	0.71	0.71
cost of coil	base - 30%	base	base + 8%	base + 15%

Coil selections from Trane Official Product Selection Software (TOPPS™), based on a size 14 Performance Climate Changer™ air handler with coils constructed of copper tubes and aluminum fins.

Figure 2. Water ΔT at part-load conditions



Entering-air conditions: MA₁ = 80°F dry bulb / 67°F wet bulb, MA₂ = 75°F dry bulb / 63°F wet bulb, MA₃ = 70°F dry bulb / 64°F wet bulb
 Coil airflows: 100% airflow = 7000 cfm, 75% airflow = 5250 cfm



Turbulators increase fluid turbulence, which improves heat transfer (Figure 3). This allows a coil to provide the required capacity with a lower water flow rate (higher ΔT), leading to reduced pumping energy at part-load conditions. After analyzing many coil configurations, this is a consistent trend regarding turbulators and ΔT .

Impact of laminar flow. The ASHRAE Handbook suggests that chilled-water coils are best selected with water velocity between 2 to 4 ft/sec, at design conditions.⁵ This recommended range is intended to provide a good balance between coil size and minimizing both air and water pressure drops.

But water velocity is also important because it is one of the key factors for determining flow turbulence, depicted by the Reynolds Number. As the turbulence of a moving fluid increases, so does its ability to transfer heat from the tube wall to the fluid.

Some in the HVAC industry express concern that coil heat transfer will deteriorate rapidly if the Reynolds Number falls into the laminar flow region. The performance prediction methodology prescribed by AHRI Standard 410 was refined in 2001, allowing coil performance to be accurately predicted well into the laminar flow region, without fear of large

discrepancies between predicted and actual performance.⁶

To demonstrate, Figure 4 plots coil capacity versus water flow rate and Reynolds Number, using the current AHRI 410 performance prediction model. While this does show a slight dip in capacity that is less linear than the rest of operating range, it is certainly not drastic. In summary, laminar flow does not cause a severe drop-off in capacity. And the AHRI prediction methods allow coils to be rated accurately well into the transitional and laminar flow regions.

Warmer versus colder water temperatures. This new requirement in Standard 90.1 requires the leaving-water temperature be no colder than 57°F, allowing it to be warmer.

Table 2 compares coils selected for a 15°F ΔT , but with different entering-water temperatures. Coils #2 and #3 are from the previous example, with 42°F entering water. Coils #5 and #6 are selected with a 45°F entering-water temperature.

The coils selected with warmer water (#5 and #6) require eight rows of tubes to provide the necessary capacity. This results in much higher air and water pressure drops than the six-row coils selected with colder water (#2 and #3). And not only will the coil be more expensive due to these additional rows, the air-handling unit will likely need to be

longer, which increases the cost of the casing as well.

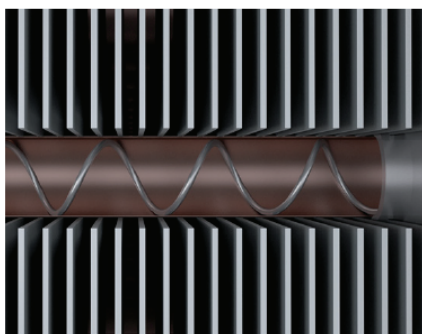
Even though the chiller has to work a little harder to make the 42°F water versus 45°F in this example, this is typically more efficient than making the fans and pumps both work harder to overcome these higher pressure drops.^{3,7,8,9}

Water ΔT higher than 15°F. Note that Standard 90.1 requires the water ΔT to be 15°F or higher. There are many in the industry who recommend ΔT s even higher than this.^{3,7,8,9}

In Table 3, the first column is one of the six-row coils from the previous example (coil #3), selected with 42°F entering water and a 15°F ΔT . The coil in the second column (coil #7) also uses 42°F entering water, but with a 20°F ΔT . And the coil in the third column (coil #8) is selected with 40°F entering water and a 25°F ΔT .

The larger water ΔT s reduce the water flow rate even further—from 40 gpm down to 30 gpm or 24 gpm—and also reduce the water pressure drop. This significantly lowers pump energy use. However, in this example, the higher ΔT s require more coil surface area, so air pressure drop does increase.

Figure 3. Turbulators



Trane has over 50 years of successful field experience with turbulators, with performance certified by AHRI.

Figure 4. Impact of laminar flow on coil performance

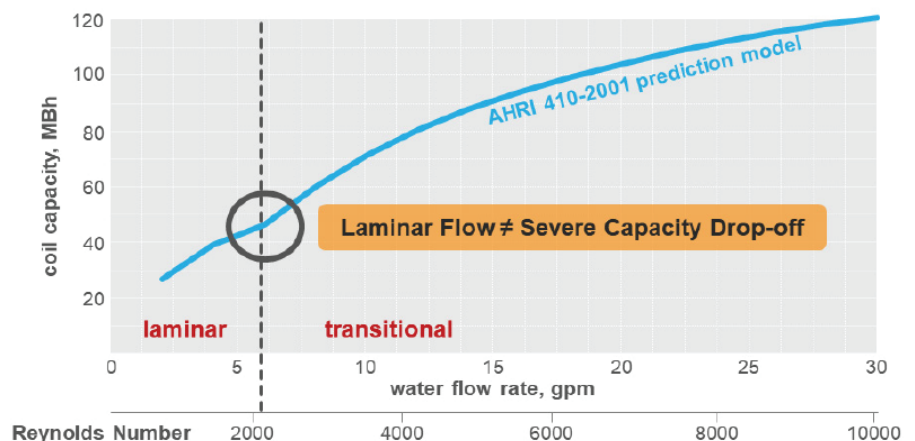


Table 2. Colder versus warmer water temperatures

	coil #2	coil #3	coil #5	coil #6
entering-water temperature, °F	42	42	45	45
leaving-water temperature, °F	57	57	60	60
water ΔT , °F	15	15	15	15
tube diameter, in.	1/2	1/2	1/2	1/2
coil rows	6	6	8	8
fin density, fins/ft	159	124	153	113
fin design	high capacity	high efficiency	high capacity	high capacity
turbulators	no	yes	no	yes
water flow rate, gpm	40	40	40	40
water velocity, ft/s	2.8	2.8	2.8	2.8
water pressure drop, ft. H ₂ O	4.7	11.1	5.8	15.1
air pressure drop, in. H ₂ O	0.95	0.71	1.2	1.0
cost of coil	base	base + 8%	base + 30%	base + 35%

Table 3. 15°F versus 20°F versus 25°F ΔT

	coil #3	coil #7	coil #8
entering-water temperature, °F	42	42	40
leaving-water temperature, °F	57	62	65
water ΔT , °F	15	20	25
tube diameter, in.	1/2	1/2	1/2
coil rows	6	8	8
fin density, fins/ft	124	114	135
fin design	high efficiency	high efficiency	high capacity
turbulators	yes	yes	yes
water flow rate, gpm	40	30	24
water velocity, ft/s	2.8	2.1	1.6
water pressure drop, ft. H ₂ O	11.1	8.4	5.8
air pressure drop, in. H ₂ O	0.71	0.88	0.92
cost of coil	base	base + 30%	base + 35%



ASHRAE 62.1 Limit on Air Pressure Drop

As mentioned, the Standard 90.1 committee stated in the foreword to this addendum that their intent was to encourage the use of coils with more heat transfer surface to achieve this higher ΔT . In some cases, this might result in a higher air pressure drop.

ASHRAE Standard 62.1 includes a requirement intended to ensure that coils can be properly cleaned.¹⁰ Deeper coils with more rows, and coils with a higher density of fins, can be more challenging to clean.

The Standard 62.1 committee addressed this issue by prescribing a limit on coil air pressure drop, as a surrogate measure for clean-ability. In other words, coils with higher air pressure drops are, in general, more difficult to clean properly.

5.11.2 Finned-Tube Coil Selection for Cleaning. Individual finned-tube coils or multiple finned-tube coils in series without intervening access spaces of at least 18 in. shall be selected to result in no more than 0.75 in. H₂O combined dry-coil pressure drop at 500 fpm face velocity.

This section of the standard requires that the air pressure drop of a finned-tube coil cannot exceed 0.75 in. H₂O.

But notice that this is at a specific air velocity (500 fpm), and this limit is based on the air pressure drop when the coil is dry (not dehumidifying).

For the example in this EN, the entering-air conditions are 80°F dry bulb and 67°F wet bulb, which equates to a 60°F dew point. The air is being cooled to 53°F, which means that water vapor will be condensing out of the air and onto the coil surface. Therefore, the air pressure drops listed are for a wet coil, not dry.

To ensure that a selected coil complies with this requirement, use the manufacturer's selection program to re-run the performance of the coil, but change the entering-air conditions so that the coil will be dry, with no condensation. In this example, by lowering the entering wet bulb from 67°F to 55°F, the entering dew point drops to 30°F—well below the coil surface temperature, so the coil will operate dry.

The first column in Table 4 shows coil #2 from the previous example. The air pressure drop is 0.95 in. H₂O, but this is when the coil is wet. The second column shows the same coil, with the entering wet bulb changed to 55°F, so the coil will operate dry. (Note that the airflow was also changed slightly, so that the air velocity is exactly 500 fpm.) Under these dry conditions, at the prescribed air velocity, the air pressure

drop is 0.70 in. H₂O, so this coil does comply with the Standard 62.1 limit on air pressure drop.

Conclusion

ASHRAE Standard 90.1-2016 now requires chilled-water coils to be selected for a minimum 15°F ΔT , but there are exceptions. This higher ΔT reduces the water flow rate (gpm), which allows installation of smaller valves, pipes, and pumps, and also reduces pumping energy.

To achieve the 15°F minimum ΔT , some designers may choose to select the coil with more fins. This will increase the air pressure drop. Other designers may choose to select the coil with turbulators. This will increase the water pressure drop, but results in higher water ΔT s at part-load conditions, which leads to pump energy savings. And designing the system with a slightly lower entering-water temperature can allow the coils to be selected with little or no impact on air pressure drop and fan energy use.

Finally, selecting cooling coils for a higher ΔT has an impact on the design and operation of the chiller plant. These issues are addressed in other *Engineers Newsletters*.^{8,11,12}

By John Murphy, Trane. To subscribe or view previous issues of the *Engineers Newsletter* visit trane.com/EN. Send comments to ENL@trane.com.

Table 4. Air pressure drop of a wet versus dry coil

	coil #2 (wet)	coil #2 (wet)
coil airflow, cfm	7000	6820
coil face velocity, fpm	513	500
entering dry-bulb temperature, °F	80	80
entering wet-bulb temperature, °F	67	55
entering dew point temperature, °F	60	30
leaving dry-bulb temperature, °F	53	53
tube diameter, in.	1/2	1/2
coil rows	6	6
fin density, fins/ft	159	159
fin design style	high capacity	high capacity
turbulators	no	no
air pressure drop, in. H ₂ O	0.95	0.70



Approach Temp for Water Cooled Chiller

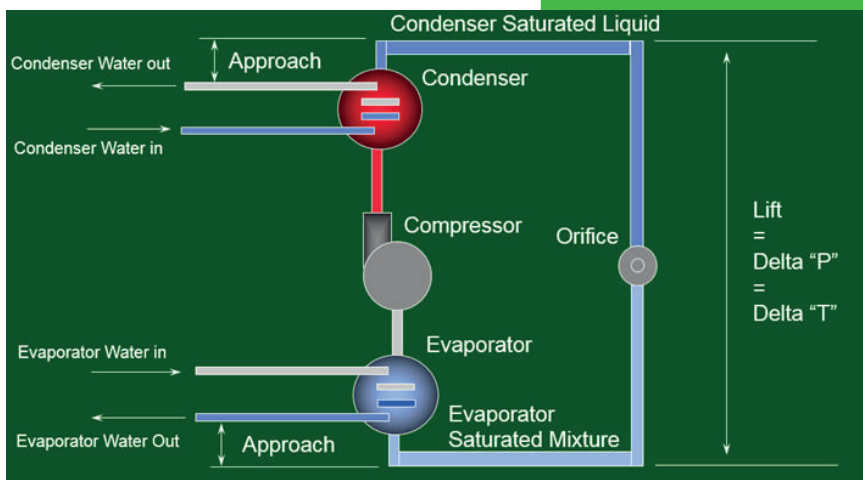
Approach Temp สำคัญอย่างไร

สำหรับค่า Approach Temp ของเครื่องชิลเลอร์ เราสามารถดูค่าได้ที่ทั้งด้าน Evaporator และ Condenser ซึ่งค่าที่แสดงนั้นมาจาก

➤ **Evap Approach Temp =**
อุณหภูมิน้ำด้านออกของ evaporator
-
อุณหภูมิน้ำยาอิมตัวด้าน evaporator

➤ **Cond Approach Temp =**
อุณหภูมิน้ำยาอิมตัวด้าน condenser
-
อุณหภูมิน้ำด้านออกของ condenser

Approach & Lift



สำหรับเครื่องทำน้ำเย็น ถ้าค่า Approach Temp น้อยลงมากๆ จะเป็นทำให้ประสิทธิภาพดีขึ้น เมื่อค่า approach มีการเปลี่ยนแปลง ระบบของเครื่องจะเปลี่ยนไปตาม โดยในแต่ละเครื่องจะมีค่า Approach Temp ที่ต่างกัน ดังนั้นค่า Approach Temp ที่จะใช้เป็นค่าอ้างอิงเริ่มต้น เพื่อดูประสิทธิภาพเครื่อง ว่ามีการเปลี่ยนแปลงอย่างไรควรดูจาก

- ค่า Approach Temp จากการ Startup และ Commissioning ค่าที่แสดงจะเป็นค่าที่เราถือว่าดีที่สุด สามารถใช้เป็นเกณฑ์หรือค่าอ้างอิงเริ่มต้นได้
- ค่า Approach Temp หลังการทำความสะอาด tube
- ค่า Approach Temp โดยการทดสอบสมรรถนะ Performance Test Data จากโรงงาน (ถ้ามี) กรณีที่ไม่มี ให้อ้างอิงจากผลการทดสอบระบบในช่วงเริ่มต้น อาจใช้ค่าเฉลี่ยในช่วงระยะ run-in เพื่อนำมากำหนดค่าเริ่มต้น และค่า Approach จะแปรผันตามภาระโหลดของเครื่อง

หมายเหตุ :

- ทีมบริการของทรน มีการเก็บประวัติและบันทึกผลการ Startup หรือ Commissioning, ผลการทำทำความสะอาด tube, ค่า acceptable range ของเครื่องแต่ละรุ่น จึงสามารถหาข้อมูลย้อนหลังหรืออ้างอิงได้
- 80-100%RLA เป็นช่วงที่เครื่องทำการเต็มที่ เหมาะสมกับการวิเคราะห์ parameter ต่างๆของเครื่อง
- Temp sensor error ส่งผลต่อการวิเคราะห์ค่าได้
- สำหรับ Centrifugal Chiller วัดค่าอุณหภูมิโดยตรงจากเทอร์โมมิเตอร์ ส่วนเครื่อง Screw Chiller ค่าอุณหภูมิ น้ำยา เป็นค่าที่แปลงมาจากอุปกรณ์วัดความดัน
- ด้วยคุณลักษณะของท่อทองแดง ของแต่ละเครื่อง เช่น ผิวเรียบ มีฟิน ที่ผนัง ด้านนอกและด้านในท่อ และจำนวนท่อส่งผลต่อพื้นที่และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผิวสัมผัส ทำให้ค่า Approach Temp ในแต่ละเครื่องไม่เท่ากัน

- ควรใช้ประโยชน์ จากการเฝ้าติดตามแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นของค่า Approach Temp ดังกล่าว เพื่อเป็นตัวช่วยในการชี้บ่งประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและควบคุมให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสม เพื่อช่วยในการประหยัดพลังงาน ปกติ ทุก 1 องศาฟาเรนไฮต์ ที่เพิ่มขึ้น จะทำให้เครื่องสิ้นเปลืองพลังงาน เพิ่มขึ้น 1.5% โดยประมาณ ทั้งนี้ควรประเมินจากสภาวะการทำงานที่ใกล้เคียงกันเป็นหลัก

RECOMMENDATION

การเฝ้าติดตามค่า Approach Temp เป็นสิ่งสำคัญทาง ‘ทรน’ ให้คำแนะนำดังนี้

ค่า Approach Temp ในช่วงที่ทำการ Startup หรือ Commissioning ซึ่งค่าที่อ่านได้ เราจะกำหนดให้เป็นค่าที่ใช้ในการอ้างอิง ว่าเครื่องซิลเลอร์เครื่องดังกล่าวมีค่า Approach Temp เริ่มต้นอยู่ที่ค่าเท่าไร แล้วกำหนดให้บวกเพิ่มไปอีกประมาณ 6 องศาฟาเรนไฮต์ เพื่อดูแนวโน้มการเปลี่ยนแปลง ถ้าค่ามีการเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง แสดงเป็นนัยว่ามีสิ่งผิดปกติเกิดขึ้น

ตัวอย่างการคำนวณ



กำหนดให้บวกเพิ่มไปอีก 6 °F

ดังนั้น

ค่า Cond Approach Temp ที่บันทึก

เมื่อขณะทำการ Startup/Commissioning

บวกกับ ค่าเฝ้าติดตาม

ได้ค่าดังนี้คือ

$1 °F + 6 °F = 7 °F$

จากการคำนวณเครื่องชิลเลอร์ที่มีการใช้งานผ่านไประยะที่ค่า Approach Temp สูงเกิน 7 องศาฟาเรนไฮต์ แสดงว่าเครื่องชิลเลอร์เริ่มทำงานในสภาวะที่ประสิทธิภาพต่ำลง และถ้าปัญหามาจากความสกปรกใน condenser ให้รีบทำการล้าง Condenser โดยด่วน ซึ่งการล้าง Condenser ก่อนที่ค่า Approach Temp จะถึงจุดที่ไฟฟ้าตัดตาม ที่ประมาณ 4 องศาฟาเรนไฮต์ จะช่วยประหยัดพลังงานได้อีกทางด้วย

จุดสำคัญ :

การไฟฟ้าตัดตามค่า approach temp ที่สูงขึ้นต่อเนื่อง จะทำให้เราสามารถรู้แนวโน้มการเปลี่ยนแปลง และสามารถวางแผนการล้างทำความสะอาด Condenser และยังส่งผลให้ทราบถึงคุณภาพน้ำด้าน Cooling ได้อีกด้วย



ภัยสุขภาพ!

จากบรรจุภัณฑ์

พลาสติก



ปัจจุบันการบริโภคอาหาร คงหนีไม่พ้นภาชนะพลาสติกที่ใช้บรรจุอาหารหรือเครื่องดื่ม หลากหลายรูปแบบ อาทิ ถุงพลาสติก กล่องโฟม ขวดพลาสติก หรือแม้แต่ฟิล์มห่อหุ้มอาหาร เนื่องจากช่วยอำนวยความสะดวกสบาย

แต่หารู้ไม่ว่า? พลาสติกที่นำมาใส่อาหารนั้นสามารถทำให้เกิดโรคหัวใจและโรคเบาหวานได้!!!

ผู้บริโภคจะได้ของแถมที่มากับบรรจุภัณฑ์?! นั่นคือ **สารละลายของพลาสติกที่ออกมาสู่อาหาร คือ Monomer** ที่ใช้ทำพลาสติก เป็น **สารอันตราย** ทำให้เกิดมะเร็งได้ เช่น VCM Styrene monomer เป็นต้น และยังมีสารเติมเต็ม ได้แก่ สาร Plasticizer เช่น กลุ่มพอสเฟต และกลุ่ม Talate, สาร Antioxidant สารที่ช่วยป้องกันพลาสติกเสื่อมสภาพ เช่น Phenol, Bis-phenol

โดยนักวิจัยพบผู้ป่วยโรคเบาหวาน และโรคหัวใจ มีสาร BPA ในปัสสาวะ สูงกว่าคนทั่วไป ซึ่งสารอันตรายนั้นมาจากพลาสติก!

สาร BPA คืออะไร ?



ไบฟีนอล เอ หรือ บีพีเอ (Biphenol A: BPA) สารอันตรายจากพลาสติก" ที่สะสมสะสมในร่างกายกับสถานะของสุขภาพในประชากรกลุ่มตัวอย่าง พบผู้ป่วยโรคหัวใจและเบาหวานส่วนใหญ่มาก มีสารดังกล่าวเจือปนอยู่ในปัสสาวะมากกว่าคนทั่วไป

เมื่อแบ่งค่าความเข้มข้นของ BPA เป็น 4 ส่วน พบว่ากลุ่มตัวอย่าง 1 ใน 4 ที่มีความเข้มข้นของ BPA ในปัสสาวะสูงที่สุด มีระดับความเข้มข้นของ BPA ในปัสสาวะสูงกว่าประชากรอีก 1 ใน 4 ที่มี BPA ต่ำสุด ราว 3 เท่า ในกรณีของโรคหัวใจ และ 2.4 เท่า ในกรณีของโรคเบาหวาน และนอกจากนี้ยังพบว่า ค่าความเข้มข้นของ BPA ที่สูง ยังเกี่ยวพันกับความผิดปกติของเอนไซม์ในตับ อีกด้วย ส่วนโรคอื่นๆ นอกเหนือจากนี้ยังไม่พบว่าสัมพันธ์กัน

ทั้งนี้ BPA เป็นสารเคมีที่ใช้ทั่วไปในการผลิตภาชนะ, บรรจุภัณฑ์ หรือผลิตภัณฑ์พลาสติก ซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์ที่มีจำนวนมากที่สุดในโลก และยังพบว่า มีปนเปื้อนอยู่ในฝุ่นละอองทั่วไป เมื่อสูดหายใจเข้าไป ก็ส่งผลเสียต่อสุขภาพ

การป้องกันอันตรายจากสารเคมีในพลาสติก คือ ไม่ควรนำพลาสติกที่ใช้ได้ครั้งเดียว กลับมาใช้ใหม่ และพลาสติกที่ใช้บรรจุอาหารต้องไม่มีสี อีกทั้งลด ละ เลิกใช้ถุงพลาสติกให้น้อยที่สุด หันมาใช้บรรจุภัณฑ์ธรรมชาติ เช่น ถุงผ้า เป็นต้น





We're Hiring รับสมัครงาน

แผนก	ตำแหน่ง	อัตรา	
Service Solutions	Assistant Service Manager กรุงเทพฯ	1	
	Service Engineer กรุงเทพฯ	1	
	Technician กรุงเทพฯ	กรุงเทพฯ	1
		กรุงเทพฯ	1
	Sales Engineer (EBS)	ขอนแก่น	1
		เชียงใหม่	1
ภูเก็ต		1	
Control & Contracting	Assistant Control Sales Manager กรุงเทพฯ	1	
	Contracting Sales Engineer กรุงเทพฯ	1	
	Project Engineer	พัตยา	1
กรุงเทพฯ		1	
Applied	Spec-In Engineer กรุงเทพฯ	1	

สอบถามข้อมูลเพิ่มเติมได้ที่...

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

* พื้นที่ทำงาน

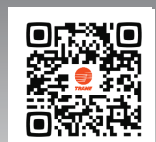
บริษัท แอร์โค จำกัด
 เลขที่ 1126/2 อาคารวานิช 2 ชั้น 30-31
 ถนนเพชรบุรีตัดใหม่ แขวงมักกะสัน เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
 โทร. 0 27611111, 0 2761 1119



@tranethailand



FB/tranethailand



www.tranethailand.com