

Trane Thailand e-Magazine

MARCH 2015 : ISSUE 26



พิชชากร สุขสุวรรณ
Thailand Country
General Manager

สวัสดีครับ ช่วงนี้อากาศร้อนขึ้น เพราะเข้าหน้าร้อนกันแล้วนะครับ หากท่านเลือกใช้เครื่องปรับอากาศ 'เทรน' ที่มีประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูง ประหยัดพลังงาน

ไฟฟ้า ช่วงหน้าร้อนนี้ ท่านก็ไม่ต้องกังวลใจกับค่าไฟฟ้าอีกต่อไป สมกับสโลแกนของเรา เทรน...เย็นใจ ไม่ทอดทิ้ง

ในช่วงต้นปีมานี้ เทรนได้รับความไว้วางใจจากท่านลูกค้า ให้เป็นผู้จัดหาเครื่องปรับอากาศให้กับโครงการใหญ่หลายโครงการ ไม่ว่าจะเป็นคอนโดมิเนียม โรงพยาบาล หรือ ห้างสรรพสินค้าขนาดใหญ่ รวมถึงระบบขนส่งมวลชนแห่งใหม่ในกรุงเทพมหานคร เทรนมีความยินดีและพร้อมเสนอเครื่องปรับอากาศตามความต้องการใช้งานในโครงการของท่าน เครื่องปรับอากาศของเทรนเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม และประหยัดไฟสูงที่สุดในตลาดเครื่องปรับอากาศปัจจุบัน

เราขอขอบคุณท่านลูกค้าทุกท่านมา ณ โอกาสนี้ ที่ให้ความสนใจในผลิตภัณฑ์ที่การันตีเรื่องการประหยัดพลังงาน รักษาสิ่งแวดล้อม และการบริการที่ดีเยี่ยมของทีมงานของเราเป็นอย่างดีครับ

highlight

[DurkeeSox] p.3
Fabric Duct Air Dispersion System
กับการประหยัดพลังงาน

HOW 'VSD' CAN SAVE ENERGY? p.6

RE GASKET p.8

selecting Cooling Towers for efficiency : Range or Approach ? p.10

รู้หรือไม่ว่า.....
"เราควรดื่มหน้าเวลาไหนบ้าง ?" p.14

คุณคิด...
For one minute please, stand here in silence
and contemplate how awesome life is.

ขอเวลา 1 นาที ยืนตรงนี้เงียบๆ แล้วมองไปบนฟ้า
ลองคิดว่า ชีวิตมันวิเศษแค่ไหน #Faiblog.org

ภาพ : MrTor Kunmuang



“ อุ่นใจที่มีเธอ...เย็นใจที่มีเธอ ”

ถ่ายทอดเทคโนโลยีความเย็นจากรุ่นสู่รุ่นกว่าร้อยปี



เธอ บราโว่ และบราโว่ อินเวอร์เตอร์

พร้อมให้คุณสัมผัส 2 เทคโนโลยีความเย็น
ที่ตอบสนองความต้องการของครอบครัวยุคใหม่เช่นคุณ

จะมีสักกี่คนที่ให้คุณอุ่นใจและเย็นใจโดยไม่ทอดทิ้งกัน

กว่าร้อยปีที่เทคโนโลยีความเย็นของ เครื่องปรับอากาศ ‘เธอ’ ได้รับความไว้วางใจในคุณภาพ
และมาตรฐานความทนทานระดับโลก ที่มอบความเย็นสบายจากรุ่นสู่รุ่น...



คอมเพรสเซอร์
รับประกันนาน 7 ปี



ปรับอากาศได้
อย่างอัจฉริยะ



แผ่นกรองอากาศ
มากประสิทธิภาพ



ประหยัดไฟสูงสุด



Trane Thailand

เธอ...เย็นใจ ไม่ทอดทิ้ง

0 2704 9797

www.tranethailand.com

Spare Parts Updated

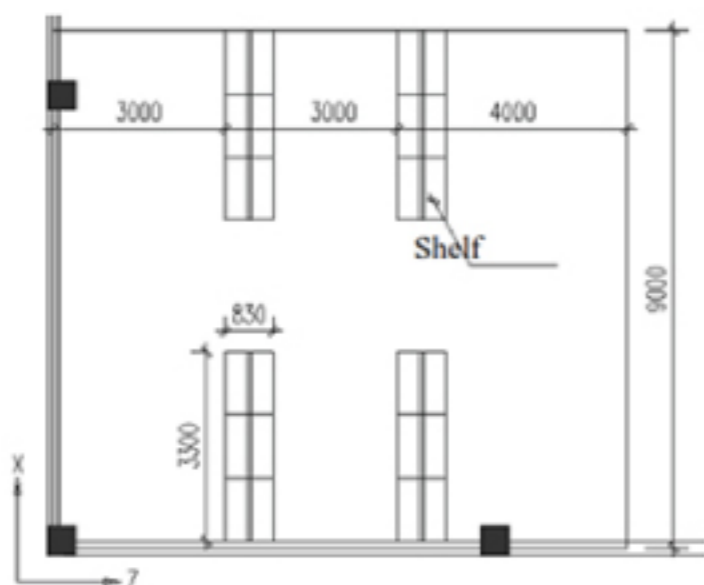
[DurkeeSox] Fabric Duct Air Dispersion System กับการประหยัดพลังงาน

เทคโนโลยีการส่งและกระจายลมเพื่อปรับอากาศโดยท่อลมที่ทำจากวัสดุเนื้อผ้า nanotech ที่คุณสมบัติ Fire Safety ซึ่งเมื่อสัมผัสกับความร้อนจะไม่ลุกลาม, ไม่เกิดหยดไฟ, และไม่มีควันและกลิ่นสารเคมีที่เป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้เทคโนโลยีท่อลมพายังมีคุณสมบัติเด่นๆอีกหลายข้อ เช่น การออกแบบเพื่อการกระจายลมที่ทั่วถึง ให้ความรู้สึกสบาย ความสวยงามด้วยสีและทรงของท่อลมที่สามารถออกแบบให้เหมาะสมกับพื้นที่ใช้งาน ประกอบติดตั้งและถอดซักล้างง่าย รวมทั้งยังสามารถลดปริมาณการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศอีกด้วย

การทดสอบเพื่อเปรียบเทียบรูปแบบการกระจายลมเพื่อระบบปรับอากาศสำหรับ Supermarket และปริมาณการใช้พลังงานระหว่างการกระจายลมโดยเทคโนโลยีท่อลมผ้า DurkeeSox และระบบส่งลมโดยหัวจ่ายสังกะสีแบบปกติ จัดขึ้นที่มณฑลลอวู่อัน ประเทศจีน ในฤดูร้อน โดยมีขอบเขตการทดสอบดังนี้

1. พื้นที่ปรับอากาศ

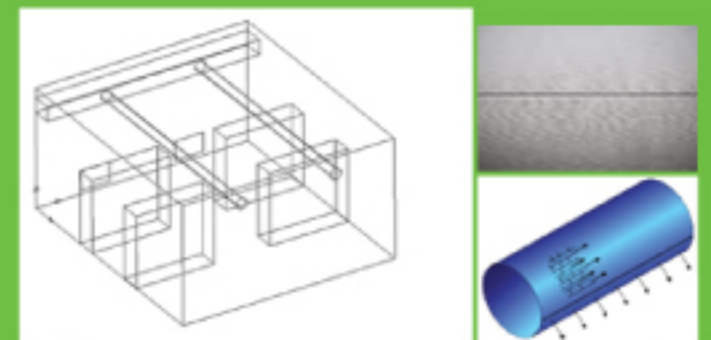
ลักษณะการใช้งาน	: Supermarket
ขนาด (ยาว x กว้าง x สูง)	: 10 m. x 9 m. x 5 m.
มีชั้นวางสินค้าขนาด	: 3.3 m. x 0.83 m. x 3 m.
Total supply air volume	: 3,600 CFM
Supply air temp.	: 18°C
Outdoor temp.	: 35.2°C DB in summer
Indoor design temp.	: 25 ± 2°C
Designed end air velocity	: 0.3 to 0.5 m/s



Supermarket Partial Plan

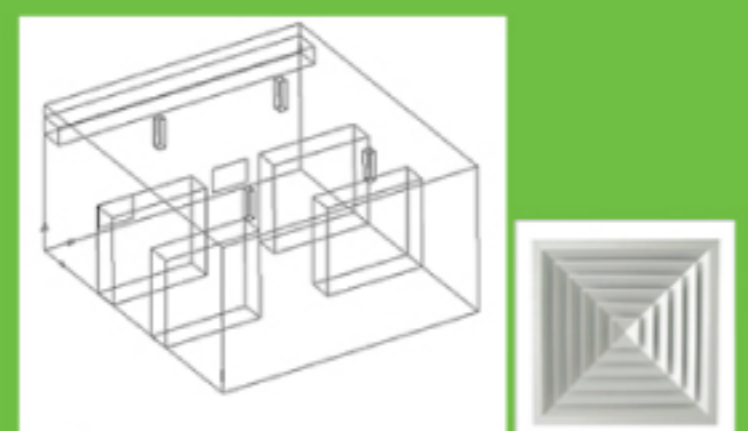
2. การกระจายลม

2.1 DurkeeSox fabric duct กระจายลมสู่พื้นที่ทดสอบผ่านท่อลมผ้าจำนวน 2 ท่อ ติดตั้งที่ความสูงเหนือพื้นดิน 4 m. (วัดจากใต้ท้องท่อลม) ,มีขนาด orifice 0.5 นิ้ว (12.7 mm.) ระยะห่างระหว่าง orifice 80 mm. จำนวน orifice ทั้งหมด 216 รูต่อท่อลม โดยรู orifice ทั้งหมด 30 องศาเทียบกับพื้นดินในแนวตั้ง กระจายลม 1,800 CMH (138 CMH ซึมผ่านเนื้อผ้าเป็นม่านอากาศรอบๆท่อลมป้องกันการควบแน่นและสูญเสียความเย็น) ความเร็วลมออกจาก orifice แบบ mesh slot 12.3 m/s ความเร็วลมที่ซึมผ่านรอบๆท่อลม 0.005 m/s



DurkeeSox Air Dispersion System Layout

2.2 หัวจ่ายสังกะสี grille diffuser outlet ขนาด 250 mm. x 250 mm. จำนวน 4 หัว ความสูงนับจากปลายด้านลมออกถึงพื้นดิน 4 m. กระจายลมสู่พื้นที่ทดสอบรวมเท่ากับระบบท่อลมผ้า ความเร็วลม 4 m/s

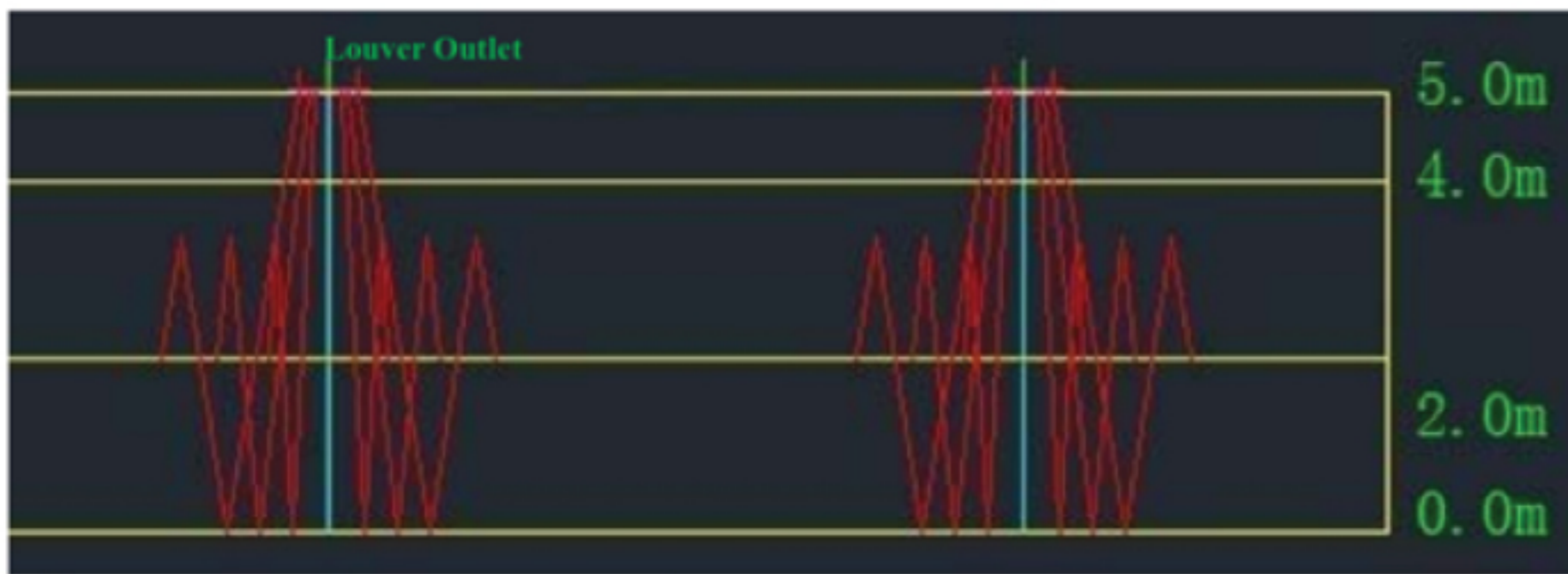


Traditional Diffuser Outlet Layout

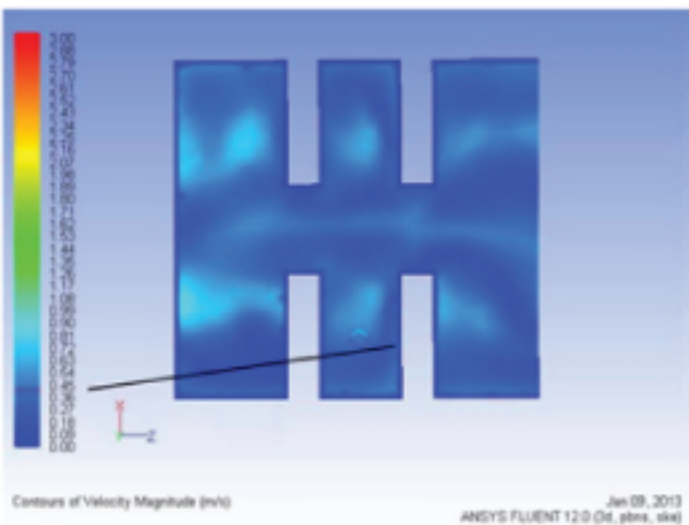
ผลการทดสอบ



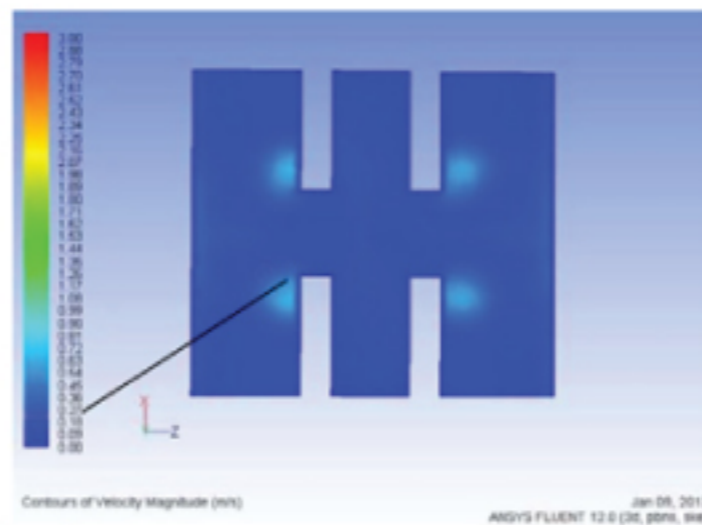
Airflow Distribution of DurkeeSox Air Dispersion System



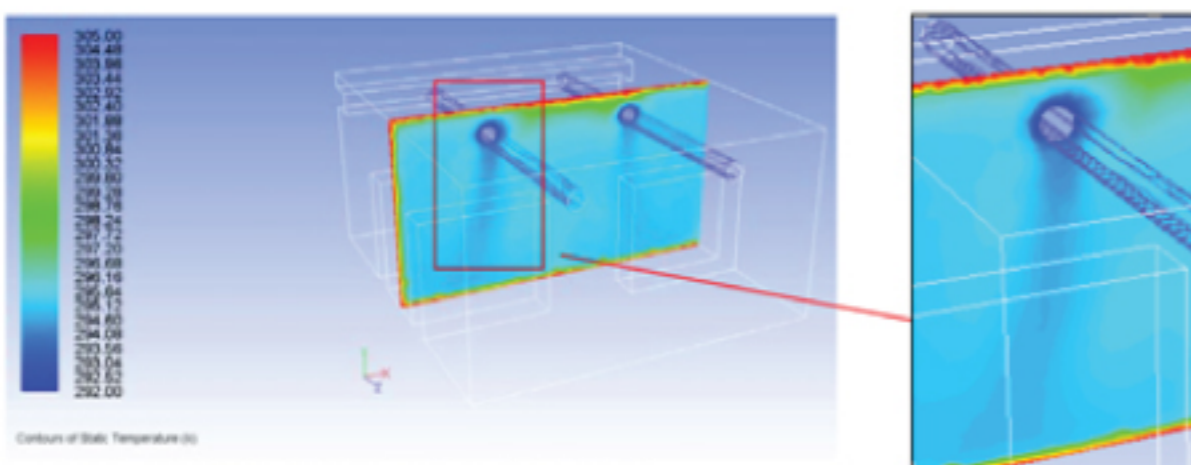
Airflow Distribution of Louver Outlet



Fabric air duct air distribution (Y=1.5 m)



Louver speed distribution (Y=1.5 m)



Energy loss through permeation around 5% permeation to prevent condensation

ความเร็วการกระจายลมและระดับอุณหภูมิในพื้นที่ทดสอบ วัดที่ความสูง 1.5 m จากพื้นดิน พบว่าการกระจายลมด้วยท่อลมผ้ามีรูปแบบที่สม่ำเสมอและมีความเร็วลมสูงกว่าการกระจายลมผ่านหัวจ่ายสังกะสี โดยความเร็วลมที่ความสูง 1.5 m จากพื้นดินของท่อลมผ้าคือ 0.45 m/s และ 0.27 m/s สำหรับหัวจ่ายสังกะสี นอกจากนี้ระดับอุณหภูมิเฉลี่ยในพื้นที่ทดสอบวัดที่ระดับความสูงเท่ากัน การกระจายลมด้วยท่อลมผ้ามีอุณหภูมิต่ำกว่าการกระจายลมด้วยหัวจ่ายสังกะสี 1-2°C และปริมาณลมประมาณ 5% ซึมผ่านพื้นผิวท่อลมผ้าออกมาปกคลุมรอบๆท่อลมผ้าตลอดแนวยาวเพื่อป้องกันการเกิดหยดน้ำ (ในรูปคือพื้นที่วงกลมสีฟ้า) โดยลมที่ซึมผ่านออกมาไม่ได้กระจายตัวออกไปแต่ลมเย็นนี้ไหลลงสู่พื้นที่ทำความเย็นด้านล่าง

การวิเคราะห์

1. ความเร็วลมที่จ่ายสู่พื้นที่ปรับอากาศจากท่อลมฟ้ามีความเร็วต้นสูง และความเร็วปลายลดลงด้วยลักษณะของ jet flow ด้วย orifice แบบ mesh slot ขนาดเล็กและจำนวนมาก ส่งผลให้ลมเย็นสามารถเข้าถึงพื้นที่ปรับอากาศได้เร็วโดยเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน (สูญเสียพลังงาน) ในระหว่างทางน้อยมากเมื่อเทียบกับการจ่ายลมด้วยหัวจ่ายสังกะสีที่มีความเร็วลมต่ำตั้งแต่ต้นทำให้ลมเย็นเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนไปก่อนที่จะถึงพื้นที่ใช้งาน ทำให้ระดับอุณหภูมิที่พื้นที่ใช้งาน (1.5 m. จากพื้น) ต่ำกว่าการกระจายลมโดยหัวจ่ายสังกะสี โดยที่ยังรักษาความรู้สึกสบายที่พื้นที่ปรับอากาศด้วยความเร็วลมต่ำที่ช่วงปลาย
2. ตำแหน่งการวางท่อลมฟ้าและตำแหน่งเจาะรู orifice ที่ไม่ทำให้กระแสลมที่จ่ายสู่พื้นที่ทำความเย็นถูกปิดกั้นด้วยชั้นวางสินค้า และการจ่ายลมแบบ jet flow ทำให้ลมเย็นสามารถกระจายทั่วถึงทุกพื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งต่างจากการกระจายผ่านหัวจ่ายสังกะสีที่จะลักษณะส่งลมออกมาเป็นจุดทำให้กระแสลมบางส่วนถูกปิดกั้นโดยชั้นวางสินค้าและกระจายไม่ถึงมุมห้อง

สรุป

ที่พื้นที่การใช้งานเดียวกันสำหรับ supermarket ท่อลมฟ้าสามารถกระจายลมได้ทั่วถึงมากกว่าการกระจายลมผ่านหัวจ่ายสังกะสี ด้วยการจ่ายลมแบบ jet flow นอกจากนี้ค่าพลังงานที่สูญเสียจากการซึมผ่านของลมรอบท่อลมฟ้าเพื่อป้องกันการเกิดหยดน้ำ (condensation) เกิดขึ้นเพียง 3% ของ actual cooling capacity (air volume) ทำให้พื้นที่ทำความเย็นได้อุณหภูมิตามการออกแบบใช้เวลา 45 นาที ในขณะที่การกระจายลมด้วยหัวจ่ายสังกะสีใช้เวลานานกว่าถึง 2 เท่า (หรือ 90 นาที)

ซึ่งในการทดสอบนี้สามารถสรุปได้ว่าการกระจายลมโดยเทคโนโลยีท่อลมฟ้า DurkeeSox ใช้พลังงานน้อยกว่าการกระจายลมโดยผ่านหัวจ่ายสังกะสี ประมาณ 15% สำหรับการใช้งานใน supermarket

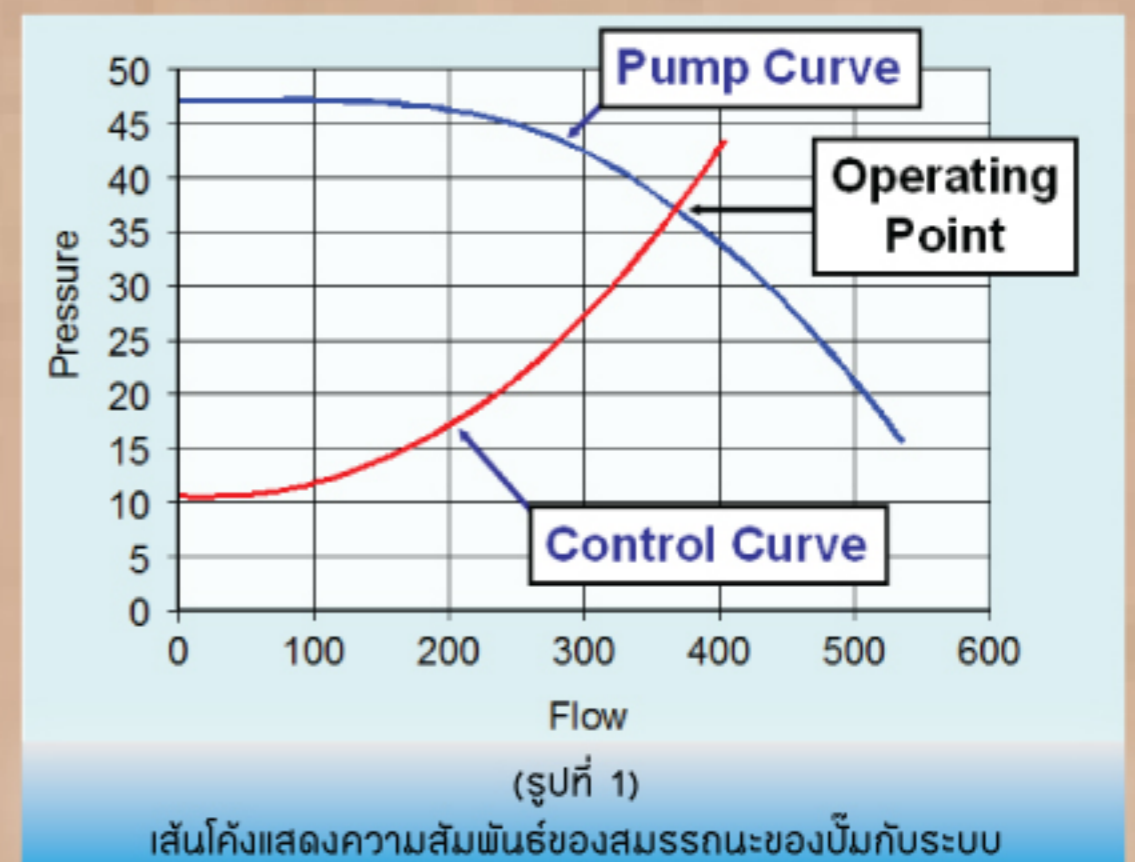
Trane Care Service

ตอน 1

HOW 'VSD' CAN SAVE ENERGY?

ปัจจุบันทุกส่วนงานต่างให้ความสำคัญในการกำหนดมาตรการเพื่อลดการใช้พลังงานในระบบ การควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า หรือ Variable Speed Drive (VSD) นับเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ทางผู้ออกแบบ และผู้ใช้งาน เครื่องจักรในระบบปรับอากาศและทำความเย็น นิยมนำมาประยุกต์ใช้ ทั้งนี้เนื่องจาก การปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ ให้ลดลง เพียง 10% สามารถ ประหยัดพลังงานของมอเตอร์ได้มากถึง 30% สำหรับโหลดประเภท บีบแรงเหวี่ยงชนิด ศูนย์ Centrifugal Pump และ พัดลม

สำหรับบีบ หรือเครื่องสูบน้ำจะทำหน้าที่ในการเปลี่ยนพลังงานจลน์ให้เกิดงานจากการไหล เพื่อเอาชนะแรงเสียดทานภายในระบบ และให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการ ดังรูปที่ 1 เมื่อเราทราบเส้นโค้งสมรรถนะของบีบ (Pump Curve) และการะของระบบ (System / Control Curve) ซึ่งประกอบไปด้วยความสูงของระบบ (Static Head) และแรงเสียดทานของระบบ (Friction Head) ซึ่งจะสัมพันธ์กับอัตราการไหล (Flow) ในระบบ เมื่อเรานำเส้นโค้งสมรรถนะของบีบและระบบมารวมกันก็จะทำให้เราทราบถึงการเลือกขนาดของบีบให้สัมพันธ์กับความต้องการของระบบ ที่จุดตัดกัน หรือ (Operating Point) ซึ่งระบบจำเป็นต้องทำงานภายใต้ข้อจำกัดนี้ หากต้องการเปลี่ยนข้อจำกัดนี้จะต้องมีการนำอุปกรณ์อื่นเข้ามาแทรกในระบบ เช่น วาล์ว หรือ อุปกรณ์ปรับลดความเร็วรอบของมอเตอร์



เมื่อพิจารณาตามกฎความสัมพันธ์พื้นฐานของ "Affinity Law" จะพบความสัมพันธ์ ของ ความเร็วรอบ (speed) ต่อ อัตราการไหล (Flow) แรงดันของระบบ (Head Pressure) และกำลังงาน (Power) ดังต่อไปนี้

Flow \propto Speed

$$\text{หรือ } \text{Flow}_1 / \text{Flow}_2 = \text{RPM}_1 / \text{RPM}_2 \dots \dots \dots (1)$$

Pressure \propto Speed²

$$\text{หรือ } \text{Pressure}_1 / \text{Pressure}_2 = (\text{RPM}_1 / \text{RPM}_2)^2 \dots \dots \dots (2)$$

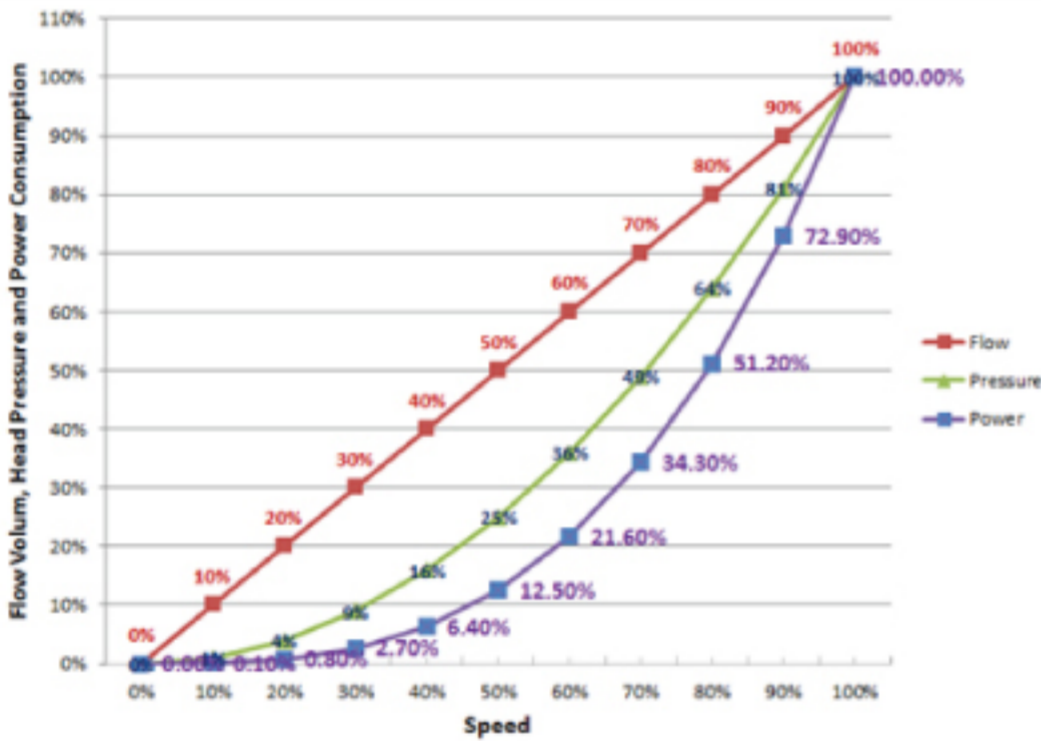
Power \propto Speed³

$$\text{หรือ } \text{Power}_1 / \text{Power}_2 = (\text{RPM}_1 / \text{RPM}_2)^3 \dots \dots \dots (3)$$

ถ้ากำหนดให้ ความเร็ว หรือ Speed = Flow = X

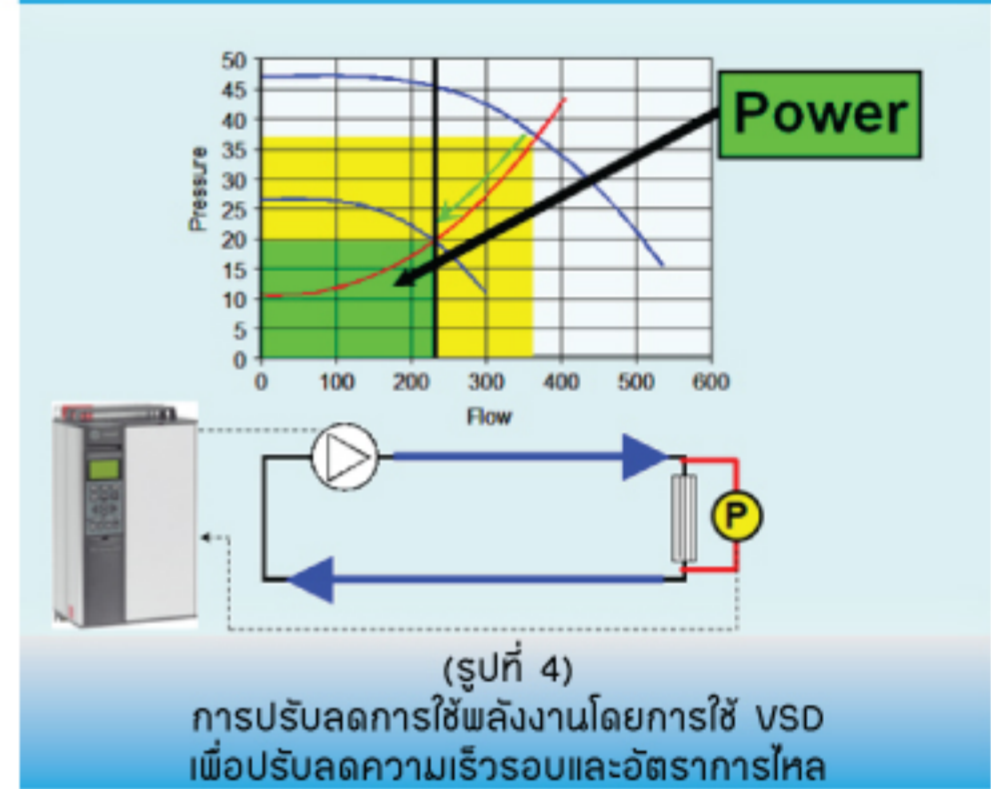
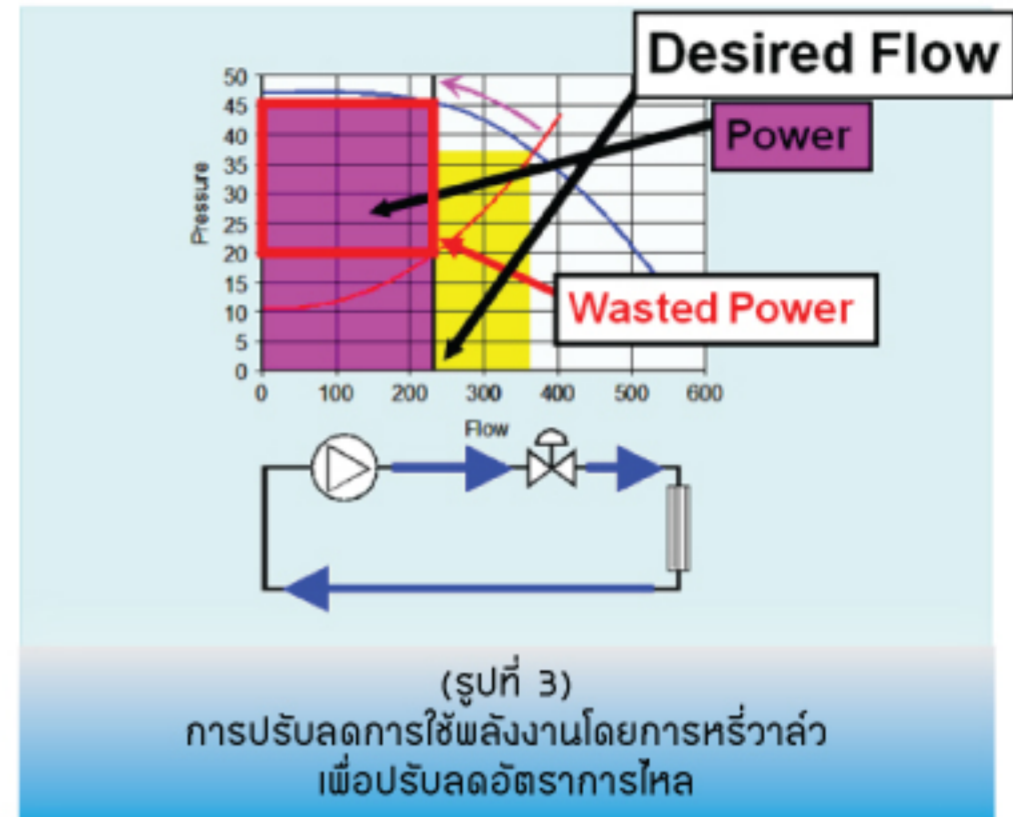
$$\text{จะได้ } \text{Power} \propto \text{Flow} \times \text{Pressure} = X \times X^2 = X^3 \dots \dots \dots (4)$$

โดยที่ ความสัมพันธ์ของความเร็วรอบจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการไหลของระบบ ซึ่งหมายความว่า ถ้าเราปรับลดความเร็วรอบไปเท่ากับ 50% อัตราการไหลก็จะลดลงไป 50% ด้วยเช่นกัน ส่วนความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับความดัน จะมีสัดส่วนของความดันเป็นกำลังสองของสัดส่วนความเร็วรอบ ซึ่งเมื่อเราปรับลดความเร็วรอบ เท่ากับ 50% ความดันจะลดลงไป เท่ากับ 25% โดยประมาณและ ในความสัมพันธ์ของความเร็วรอบและกำลังงาน จะพบว่ากำลังงานมีสัดส่วนเป็นกำลังสามของความเร็วรอบ ดังนั้น หากเราปรับลดความเร็วรอบ เท่ากับ 50% เราจะใช้กำลังงานเพียง 12.5 % ซึ่งจะทำให้เราสามารถมองเห็นถึงผลของการปรับลดการใช้พลังงานที่ได้จาก VSD ได้อย่างชัดเจน ดังรูปที่ 2

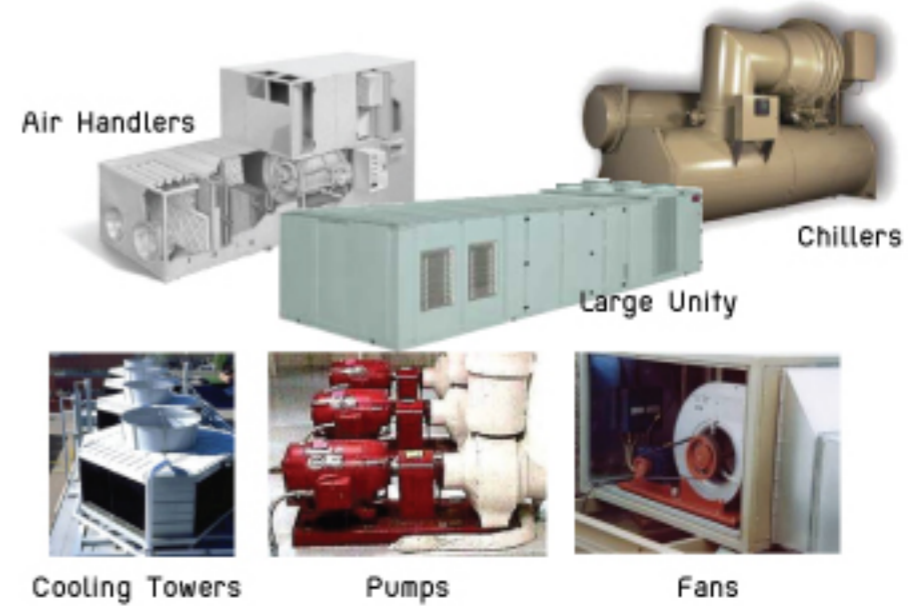


(รูปที่ 2) กราฟแสดงความสัมพันธ์ของสัดส่วนความเร็วรอบเทียบกับอัตราการไหล ความดัน และกำลังงานของระบบ

ในรูปที่ 3 แสดงตัวอย่างในการควบคุมอัตราการไหล ให้อยู่ในช่วงที่ต้องการ (Desired Flow) ซึ่งเป็นการปรับลดอัตราการไหล โดยการปรับใช้การปรับตำแหน่งหรือหรี่วาล์วเพื่อลดอัตราการไหลลง จะพบว่าความดันของระบบจะเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการสร้างให้เกิดการต้านทานการไหลภายในระบบ และเพิ่มการสูญเสียในระบบ และยังคงมีผลทำให้เกิดการสูญเสียการใช้กำลังงานในระบบ (Wasted Power) ด้วยเช่นกัน กำลังงานที่ถูกใช้จะเป็นสัดส่วนของ ความดัน และอัตราการไหล ดังแสดงในพื้นที่ สีม่วง หากเราพิจารณาเลือกใช้ VSD ในการควบคุมการไหล จะพบว่าไม่มีการสูญเสียใดๆ ในระบบ และเส้นโค้งของระบบ ยังคงมีลักษณะเช่นเดิม ในขณะที่สัดส่วนของการใช้พลังงานจะลดลง ดังแสดงในรูปที่ 4



นอกจากการใช้ VSD ในการปรับลดความเร็วรอบของบีบแล้ว เรายังสามารถประยุกต์ใช้ VSD ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ในอุปกรณ์ อื่นๆ ในระบบปรับอากาศและทำความเย็นได้อีก เช่น ชุดพัดลมระบายความร้อน ของ Cooling Tower, Air Handling Unit, Condensing Fan Motor และรวมถึง Compressor Motor ทั้งแบบ Centrifugal และ Screw Compressor ของเครื่องทำน้ำเย็นซึ่งจะได้อธิบายรายละเอียดและเทคนิคในการประยุกต์ใช้ VSD สำหรับอุปกรณ์ดังกล่าวในฉบับต่อไป



โปรดติดตามฉบับหน้า...

Trane Care Service

REGASKET



ทำไมเราถึงต้องทำการ Regaskets

ในระบบของเครื่องทำความเย็น โดยเฉพาะเครื่องทำน้ำเย็น (chiller) เราจะมี gaskets อยู่มากมายดังรูป

ซึ่ง gasket ที่อยู่ตามตำแหน่งต่างๆ ถ้ามีตัวใดตัวหนึ่งเกิดการชำรุดหรือเสื่อมสภาพ จะส่งผลให้เกิดปัญหาหลายอย่าง เช่น ปัญหา น้ำยารั่วไหลออกจากระบบ โดยเฉพาะถ้าเป็นเครื่องทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็นชนิด HCFC123 ด้วยแล้วจะส่งผลให้เกิดปัญหาอากาศเข้าสู่ระบบสารทำความเย็นในตัวเครื่องได้ ซึ่งส่งผลต่อตัวเครื่องโดยตรง ดังนั้นเราจึงต้องมีการพิจารณาถึงการทำการ regaskets เมื่อเริ่มตรวจพบการรั่วซึมบริเวณต่างๆ

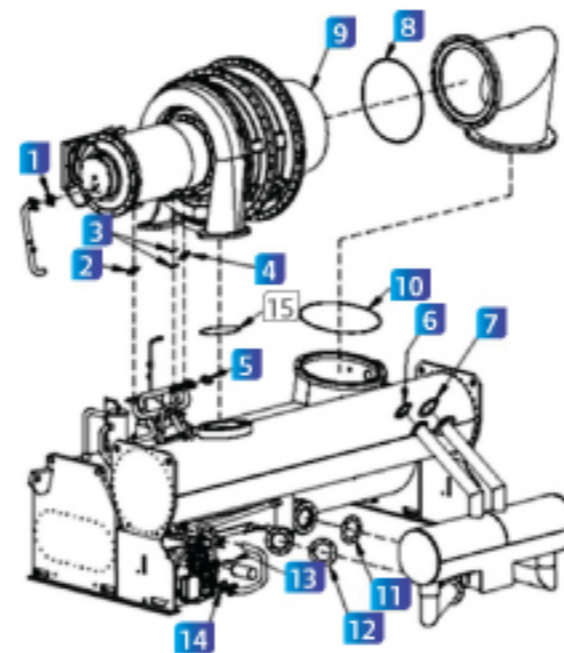
Gaskets



คือวัสดุที่มีลักษณะเป็นแผ่นกั้นระหว่างหน้าสัมผัสของวัสดุสองชิ้นที่จะนำมายึด หรือประกบติดกัน เพื่อป้องกันการรั่วไหลของของเหลวหรืออากาศที่อยู่ภายใน เช่น ที่ชุด Economizer, Terminal Motor เป็นต้น

สำหรับสาเหตุที่ต้องใช้ประเก็นนั้น เนื่องจากหน้าสัมผัสของโลหะสองชิ้นไม่เรียบพอ และขนาดที่ไม่เท่ากันของโลหะที่ต่างชนิดกัน และยังรวมถึงสาเหตุอื่นๆอีกหลายประการ จะเห็นได้ว่า โดยทั่วไปประเก็นจะใช้วัสดุที่อ่อนนุ่มกว่าพื้นผิวสัมผัสทั้งสองด้านที่ตัวมันไปแทรกอยู่

Unit Gasket & O-Ring



No.	P/N	Q'TY
1	GKT03095	1
2	GKT03095	1
3	GKT01937	2
4	GKT03095	1
5	GKT03668	1
6	GKT01930	1
7	GKT01930	1
8	RNG01053	1
9	GKT02694	1
10	RNG01107	1
11	GKT01925	1
12	GKT01925	1
13	GKT01937	1
14	GKT03095	1

ทำไมคุณต้องทำการ Regasket กับ Trane Care Services

Trane คือผู้ผลิตระบบปรับอากาศระดับโลก มีทั้งความเชี่ยวชาญและมีประสบการณ์ ในการดูแลรักษาระบบปรับอากาศอย่างยาวนาน ในส่วนการ regasket นั้น เรามีการ ออกแบบและเลือกใช้ gasket จากโรงงานผู้ผลิตโดยตรง ให้เหมาะสมกับเครื่องทำความ เย็นในแต่ละรุ่นเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุด



Regaskets Recommendation

1. สำหรับการบำรุงรักษาเครื่องใช้สอย แนะนำว่าควรทำการเปลี่ยน gasket ทุกๆ 50,000 ชั่วโมง
2. ถ้าตรวจพบว่าเครื่องใช้สอย มีปัญหาเครื่องรั่ว โดยสังเกตจากการทำงาน ของชุด Purge unit ที่ทำงานมากกว่าปกติ ควรพิจารณาเปลี่ยน gasket
3. สำหรับเครื่องใช้สอย model CVH*
 - Gasket kit economizer ควรทำการเปลี่ยนทุกๆ 5 ปี
 - Gasket terminal motor ควรทำการเปลี่ยนทุกๆ 5 ปี
 - O-ring suction cover ควรทำการเปลี่ยนทุกๆ 5 ปี



สอบถามข้อมูลเพิ่มเติมได้ที่แผนกขายงานบริการ
คุณพรชัย อนุชาติบุตร
e-mail : pornchai@trane.com
Tel. 02-704-9999 ต่อ 6600, 081-655-9870

Engineering Updated

selecting cooling towers for efficiency: Range or approach?

from the editor ...

It's tempting to rely on ARI standard rating conditions for flow rates and temperature differences when designing chilled water systems. But as valuable as these benchmarks are for verifying performance, they are unlikely to reflect optimal conditions for the entire system ... especially as mechanical efficiencies improve and customer requirements change.

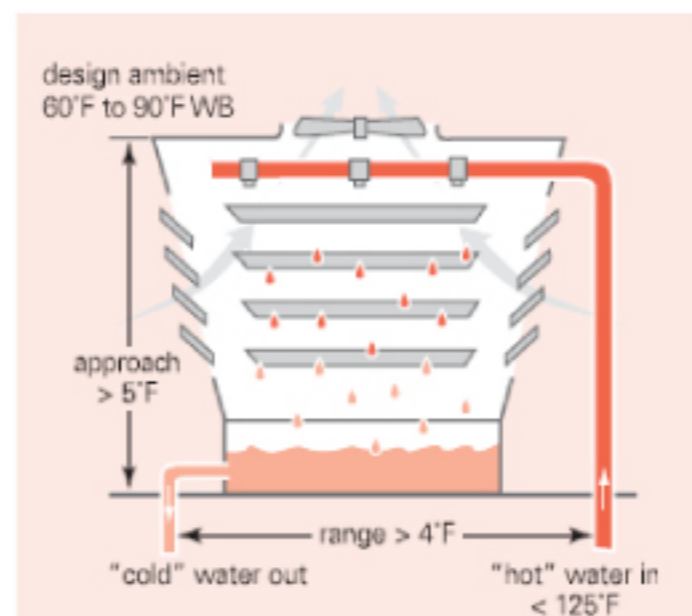
The same caveat applies to current rules of thumb, such as a 10°F ΔT across the cooling tower or a condenser water flow rate of 3 gpm/ton. Basing the design of the condenser water loop on either of these parameters may short-change the performance potential of the system and overlook opportunities to reduce costs.

In this issue, veteran applications engineer, Don Eppelheimer, explores the chiller-tower relationship by demonstrating that a wider cooling tower range not only delivers cost savings but may also improve the efficiency of the entire chilled water system.

When was the last time you revised your specifications or selection parameters for cooling towers? Or do you specify unique parameters for cooling tower selection on every job? Some HVAC designers specify 3 gpm of cooling water per ton of chiller capacity; others specify less. Still others base their selections on something other than flow, such as a condenser ΔT of 85/95 in humid climates or 80/90 in less sultry locales.

99/85/78	95/85/78
90/80/71	102/83/78

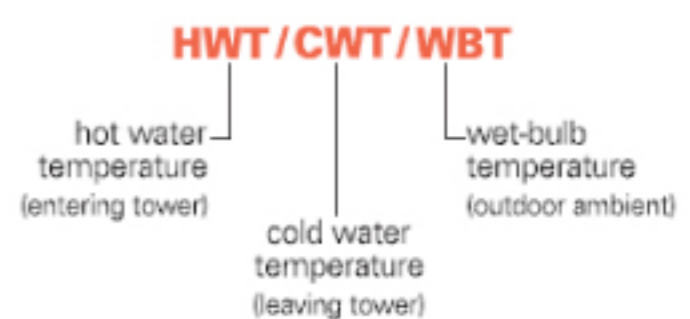
Are your tower selection guidelines listed above? Do you know what each number represents and why those particular values are significant?



CTI STD-201. Just as the Air-Conditioning and Refrigeration Institute (ARI) develops performance standards to certify chillers, the Cooling Technology Institute (CTI) provides a certification program to validate the performance of cooling towers. Unlike chillers, however, *there is no standard set of selection conditions for cooling towers.* Towers that receive certification under CTI STD-201 will provide predictable performance within the operating limits illustrated above. For more information, visit the CTI web site at www.cti.org.

Tower selection 101

The thermodynamic realm of cooling towers can be defined by just three temperatures ...



... the "hot" water entering the cooling tower, the "cold" water leaving the tower, and the design ambient wet bulb of the geographic region where the tower will be used.

Approach is the temperature difference between what is being produced and the "power source" that creates the product. In the case of a cooling tower, the "product" is cold water leaving the tower and ambient wet bulb is the driving force that creates the cold water. If a cooling tower produces 85°F cold water when the ambient wet bulb is 78°F, then the cooling tower approach is 7°F.

The **effectiveness** of a heat exchange process can be gauged by examining the approach temperature. For example, a cooling coil that can produce 48°F leaving air with 42°F entering water (an approach of 6°F) is more effective than a cooling coil that only can produce 50°F leaving air with the same 42°F entering water (an approach of 8°F). The same will hold true for cooling towers. For a given type of cooling tower, a closer (smaller)

approach temperature indicates a more effective tower.¹ Selecting a cooling tower with a close approach will supply the chiller condenser with cooler water ... but the capital cost and energy consumption of the tower will be higher, too.

Still, the cooling tower isn't the most grievous energy consumer in a chilled water system. Different tower selections can afford opportunities to increase the overall efficiency of the system.

Mechanical efficiency refers to the fan power that's required to circulate ambient air over the cooling tower fill. Different types of cooling towers differ in their mechanical efficiencies.

Experience leads us to the best thermal efficiency for cooling towers used in a particular market or geographic location. It's quite likely that the same cold water temperature has been used to select cooling towers in your area for years. However, approach temperature only represents the efficiency of the cooling tower's evaporation process. It not only says little about the efficiency of the chilled water system, but the *effect* of tower approach on chilled water system efficiency also is limited. What drives

¹ Note that *effectiveness* refers to the thermal efficiency of the cooling tower fill and the evaporative process; do not confuse it with the mechanical efficiency of the cooling tower fan.

Precepts of tower sizing. Four fundamental factors affect tower size: heat load, range, approach, and ambient wet-bulb temperature. If three of these factors remain constant, then changing the fourth factor will affect tower size in this way:

- Tower size varies directly and linearly with the heat rejection load.
- Tower size varies inversely with range.
- Tower size varies inversely with approach.
- Tower size varies inversely with wet-bulb temperature.

[From *Cooling Tower Performance: Basic Theory and Practice*, a June 1986 paper published by Marley Cooling Technologies and available online at http://www.marleyct.com/pdf_forms/CTII-1.pdf]

the efficiency of the chilled water system is the cooling tower *range*.

Range is the temperature difference between the hot and cold water at the tower. *Increasing the range* will reduce the capital cost and energy cost of the tower; it also will reduce the capital cost and energy consumption of the condenser water system. However, increasing the cooling tower range is only possible if the chiller is capable of producing warmer leaving condenser water. Selecting chillers for *warmer* leaving condenser water will increase chiller energy consumption and may also increase the dollar-per-ton cost of the chiller.

This begs the question: What cooling tower range results in the lowest capital cost for the chilled water system? Further, what cooling tower range results in the lowest annual energy cost for the chilled water system? This author firmly believes

that *increasing cooling tower range from 9.4°F to 14°F or more will reduce capital cost AND annual energy cost.*²

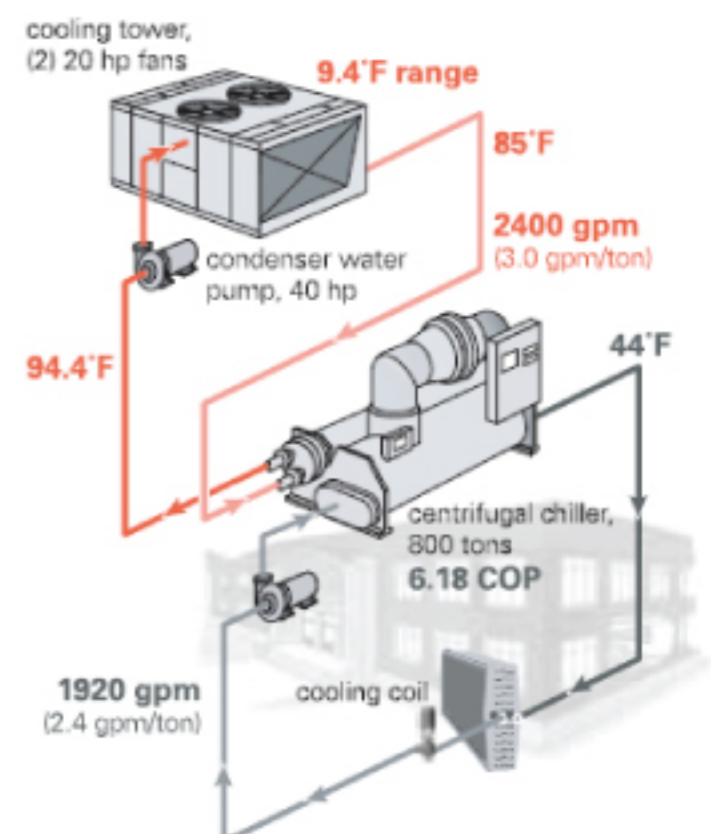
Opportunity to engineer

Now, we come to the fun part of the design process ... the opportunity to exercise a bit of engineering judgment. There is a thermodynamic price to pay when the cooling tower range is increased. That penalty occurs at the chiller. We can pay that price now by specifying a more efficient chiller, or we can pay it later by allowing the increased cooling tower range to diminish chiller COP. The following example illustrates this concept.

Alternative 1: Base design. A middle school in Tennessee requires a chilled water system with 800 tons of cooling capacity (Alternative 1 *schematic*). To meet the specification, the engineer has proposed an 800-ton centrifugal

² Tumin Chan echoes this sentiment in his *Engineered Systems* article, "A Chiller Challenge." You can find it at <http://www.esmagazine.com/CDA/ArticleInformation/features/BNP_Features_Item/0,2503,76249,00.html>.

Alternative 1: Base design



chiller; the unit under consideration was selected at ARI conditions and is the lowest cost centrifugal machine that complies with ASHRAE Standard 90.1's minimum efficiencies. Pressure drops through the evaporator and condenser do not exceed 25 ft.

The engineer also proposed a two-cell, cooling tower with two 20-hp, variable-speed fan motors. The tower's cross-flow design was selected for its reliability, ease of maintenance, and low height. The tower selection is based on a range of 9.4°F and a flow rate of 2400 gpm, which is provided by a 40-hp condenser water pump. With the help of energy modeling software, the engineer estimates annual energy consumption as follows:

ANNUAL ENERGY USE	
cooling tower range	9.4°F
centrifugal chiller	259,776 kWh
cooling tower	66,911
condenser water pump	85,769
<hr/>	
TOTAL CONSUMPTION	412,456 kWh

Alternative 2: Wider range, smaller tower. Increasing the cooling tower range can provide several benefits, including quieter operation, a smaller footprint, lower capital investment, and less energy use.

The design team first investigated the capital cost savings of increasing the cooling tower range to 14°F (Alternative 2 *schematic*). In addition to reducing the initial cost of the cooling tower by 13 percent, it also reduced the tower footprint by 25 percent and its weight by 23 percent.

Another benefit of increasing the tower range from 9.4°F to 14°F is the drop in condenser flow rate from 2400 gpm to 1600 gpm. The corresponding reductions in pressure drop decreased the required pump power from 40.16 bhp to 15.89 bhp, even though

"Having your cake and eating it, too." In most cases larger ΔTs and the associated lower flow rates will not only save installation cost, but will usually save energy over the course of the year. This is especially true if a portion of the first cost savings is reinvested in more efficient chillers. With the same cost chillers, at worst, the annual operating cost with the lower flows will be about equal to "standard" flows but still at a lower first cost.

[From *CoolingTools Chilled Water Plant Design Guide*, Pacific Gas and Electric (PG&E), <<http://www.hvacexchange.com/cooltools/>>]

the condenser water piping wasn't resized:

PRESSURE DROPS		
condenser water flow	2400 gpm	1600 gpm
condenser	26.41 ft	12.34 ft
cooling tower	12.23 ft	12.16 ft
condenser piping	11.56 ft	5.32 ft

Reselecting the centrifugal chiller based on 99°F water leaving the condenser (due to the 14°F tower range) didn't affect its capital and installation costs, but warmer condenser water increased the chiller's annual energy consumption. An energy analysis confirmed, however, that the substantial capital cost reductions for the cooling tower and condenser water pump would not increase the overall operating cost of the chilled water system. Power reductions at the

cooling tower and condenser water pump exceeded the chiller's additional power consumption. Ultimately, the projected energy consumption for the entire chilled water system is 8 percent less than the base design:

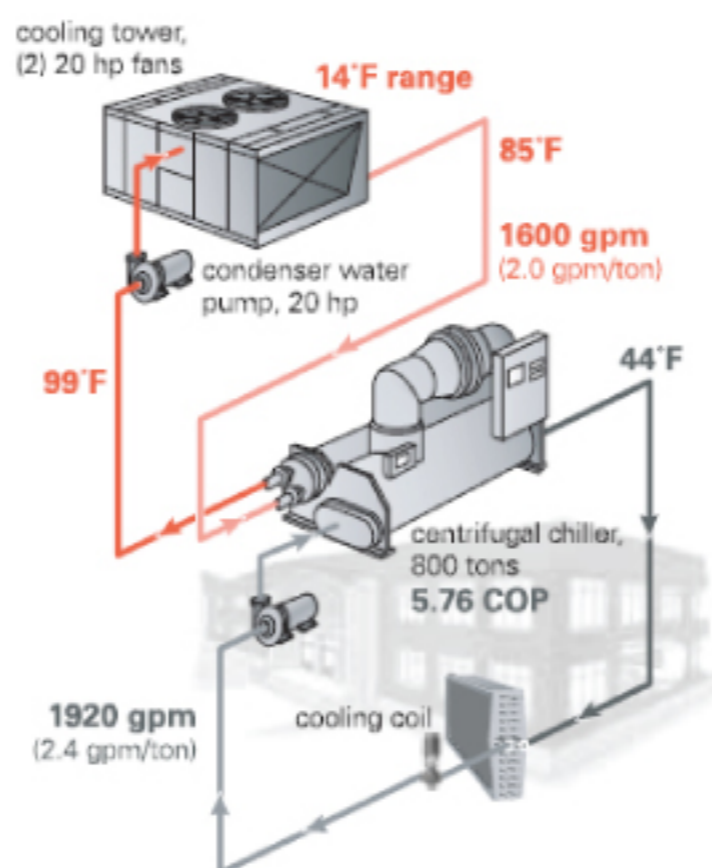
ANNUAL ENERGY USE		
cooling tower range	9.4°F	14°F
centrifugal chiller	259,776	278,389 kWh
cooling tower	66,911	64,878
condenser water pump	85,769	33,936
<hr/>		
TOTAL CONSUMPTION	412,456	377,203 kWh

Alternative 3: Wider range, optimized system. The school-district administration in our example was concerned about the capital costs of their buildings and equipment, but even more attentive to energy/operation and maintenance costs—the *total cost of ownership*.

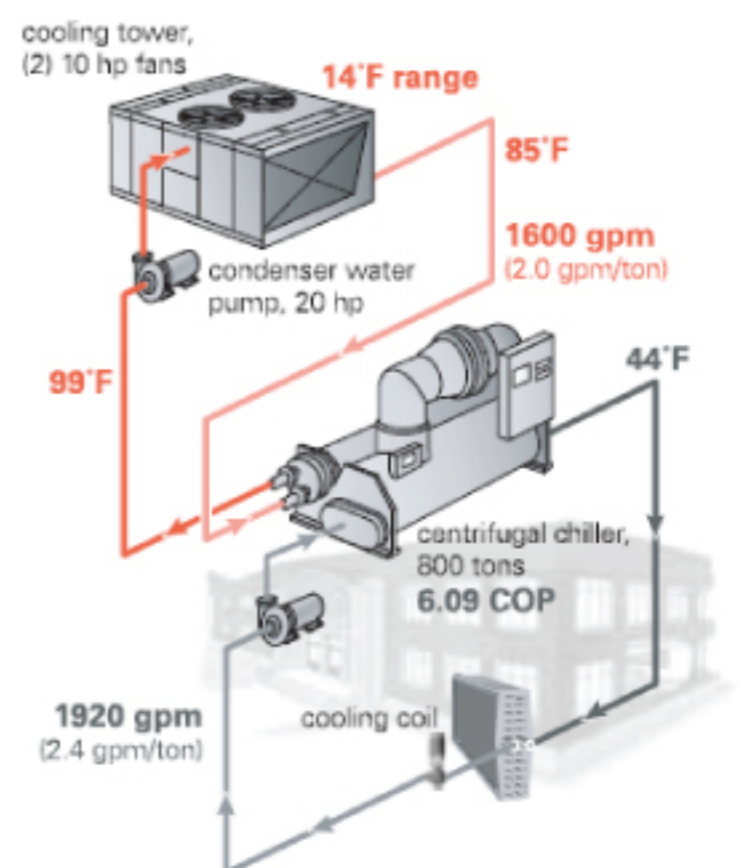
Since available space for the cooling tower wasn't a selection issue, the design team adopted a different tack. Could the benefit of a wider cooling tower range be "redirected" to improve the efficiency of the chilled water system? What would happen if the range was increased without downsizing the cooling tower fill?

To find out, the design engineer used the 14°F range and the dimensions of the original tower to reselect the tower for a third time (Alternative 3 *schematic*). This combination of

Alternative 2: Wider range, smaller tower



Alternative 3: Wider range, optimized system



parameters reduced the fan horsepower requirement from 40 hp to 20 hp, which yielded financial benefits on two fronts:

- A 5 to 6 percent reduction in the projected capital cost for the tower due to smaller fans, motors, and drives
- A 51 percent reduction in the annual energy consumption projected for the tower

Our engineer then reselected the centrifugal chiller, choosing heat-transfer options that would allow it to operate more efficiently at the higher tower range. These enhancements raised the cost of the chiller, but by less than 5 percent of the original estimate.

Table 1 summarizes the results of all three selections in this example. The lowest *total* owning and operating cost resulted from increasing the tower range, coupled with cooling tower and chiller selections aimed at *affordable* efficiency.

Developing the energy data shown in Table 1 isn't difficult. The chiller manufacturer can easily provide full- and part-load efficiency data for the chiller of your choice at various condenser flow rates, while selection software from the cooling tower manufacturer will provide the required tower performance data. Energy modeling tools, such as Trane's *Chiller Plant Analyzer* (which was used to generate the data in this newsletter), simplify comparisons of various chiller-tower-pump combinations.

Closing thoughts

When it comes to reducing both the capital cost and operating expense of a chilled water system, cooling tower range can be a particularly potent tool.

The greater the range, the greater the design team's latitude to find creative and effective solutions to project constraints, such as the budgets for capital investment and operating expense (as in this example), or limitations related to noise or available space. •

By Don Eppelheimer, applications engineer, and Brenda Bradley, information designer, Trane. You can find this and previous issues of the *Engineers Newsletter* at <http://www.trane.com/commercial/library/newsletters.asp>. To comment, e-mail us at comfort@trane.com.

References

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). 2000. *2000 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- Grumman, D. (ed.). 2003. *ASHRAE Green Guide*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- Marley Cooling Technologies. *Marley Publications* web page [online]. <<http://www.marleyct.com/publications.asp>> [cited 15 December 2004].
- Taylor, S., M. Hydeman, P. DuPont, T. Hartman, and B. Jones. 2000. *Chilled Water Plant Design Guide*. San Francisco, CA: Pacific Gas and Electric Company.

Table 1. Summary of selection results for example chilled water system

	<i>Alternative 1: Base design</i>	<i>Alternative 2: Smaller tower</i>	<i>Alternative 3: Optimized system</i>
<i>Cooling tower range</i>	9.4°F	14°F	14°F
<i>Condenser water flow</i>	2400 gpm	1600 gpm	1600 gpm
Cooling tower parameters			
Footprint	18.75 × 22.08 ft	17.0 × 18.08 ft	18.75 × 22.08 ft
Weight	38,050 lb	29,136 lb	37,726 lb
Cells	2	2	2
Fan power (total)	40 hp	40 hp	20 hp
Static lift	12.23 ft	12.16 ft	12.23 ft
Pressure drops			
Condenser	26.41 ft	12.34 ft	20.68 ft
Cooling tower	12.23 ft	12.16 ft	12.23 ft
Pipes, valve fittings	11.56 ft	5.32 ft	5.32 ft
Pump power required	40.16 bhp	15.90 bhp	20.39 bhp
Chiller efficiency	6.18 COP	5.76 COP	6.09 COP
Annual energy consumption			
Centrifugal chiller	259,776 kWh	278,389 kWh	263,325 kWh
Cooling tower	66,911 kWh	64,878 kWh	32,437 kWh
Condenser water pump	85,769 kWh	33,936 kWh	43,547 kWh
Total for system	412,456 kWh	377,203 kWh	339,309 kWh

Trane Tips

รู้หรือไม่ว่า.....

“เราควรดื่มน้ำเวลาไหนบ้าง ?”



1 แก้ว : หลังตื่นนอน

เพราะหลังตื่นนอนความเข้มข้นของเลือดสูง และเลือดจะมีลักษณะข้น



2 แก้ว : ช่วงเวลา 9-10 โมงเช้า

เพื่อชดเชยของเสียภายในร่างกาย



3 แก้ว : ช่วงเวลา บ่าย 1-2 โมง

เพิ่มความสดชื่นให้แก่ร่างกาย



3 แก้ว : ช่วงเวลา 1-2 ทุ่ม

เพิ่มความสดชื่นให้แก่ร่างกาย



1 แก้ว : ก่อนนอน

เพื่อชะล้างสิ่งตกค้างในลำไส้และกระเพาะอาหาร

ขอบคุณข้อมูลดีๆ จาก : daddydrama.com

ทรู (ประเทศไทย)

บริษัท ทรู จำกัด ชั้น 30-31 อาคารวณิช 2
เลขที่ 1126/2 ถนนเพชรบุรีตัดใหม่ แขวงมักกะสัน เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
โทร. 0 2704 9999, 0 2704 9797
www.tranethailand.com



info@tranethailand.com



[facebook/TraneThailand](https://facebook.com/TraneThailand)