

# ปัญหาจากค่า Delta-T ต่ำ

เรียบเรียงโดย **ไชยวัฒน์ บิยัสพันธ์** วท.605

บ.สุวิศร์จำกัด 12,14 ซ.อ่อนนุช 62 ถ.สุขุมวิท 77

แขวงสวนหลวง เขตสวนหลวง กทม.10250

โทร 02-721-0000 แฟกซ์ 02-322-0575-6

E-mail : [chaiwat\\_svc@yahoo.co.th](mailto:chaiwat_svc@yahoo.co.th)

$$Q = mc_p \Delta T \text{ ————— (1)}$$

$$Q(\text{Btu/h}) = 500 \text{ GPM } \Delta T(\text{IP unit})$$

Chilled water ระบบ variable flow มักจะให้ค่า  $\Delta T$  (delta-T) คงที่อยู่ที่ค่าหนึ่ง  $\Delta T$  (delta-T) คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น Supply Chilled water Temp.(SCHT) and Return Chilled water Temp.(RCHT) เพื่อให้ Q แปรผันตรงกับ flow rate ตามสมการที่(1) ในสมการสามารถใช้คำนวณได้ ทั้งด้านของ AHU และ Chiller และของระบบ

$\Delta T$  (delta-T) ที่ AHU ค่า Q คือ load จริงของ AHU ซึ่งมี control valve เป็นตัวควบคุม flow ของน้ำเย็นเข้าเครื่องให้เหมาะสมเป็นสัดส่วนกับ load จริง และค่า  $\Delta T$  (delta-T) คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นเข้า AHU

$\Delta T$  (delta-T) ที่ chiller หรือ Primary loop ค่า Q คือค่า Capacity ของเครื่อง chiller ในการทำความเย็นขณะนั้นและ  $\Delta T$  คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นเข้า chiller และอุณหภูมิน้ำเย็นออกจาก chiller ซึ่งทั้งสองค่าสามารถลดลงได้ตามระบบควบคุมอัตโนมัติ

ของ chiller ค่า Primary flow คือ flow rate รวมของ Primary chilled water pumps(PCHP)

$\Delta T$  ของระบบ Secondary chilled water loop ค่า Q คือค่า load ของทั้งระบบ ค่า Secondary flow คือ flow rate รวมของ secondary chilled water pumps(SCHP) ,  $\Delta T$  คือผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นส่งออก(SCHT-Supplied chilled water temp.) กับน้ำกลับ (RCHT-Return chilled water temp.)

Secondary flow ของน้ำเย็นที่ส่งกระจายไปเข้าตาม AHU นั้น ตามปรกติผู้ออกแบบมักออกแบบไว้ให้ flow/Tr คงที่ (เมื่อได้กำหนดให้ค่า delta-T คงที่แล้ว) แต่หากระบบมีค่า delta-T น้อยกว่าที่ออกแบบไว้ flow ทางด้าน Secondary chilled water loop ย่อมมากขึ้น เพราะการควบคุม Flow ของ control valves & SCHPs ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานเกิดขึ้น

**การควบคุม การทำงานของ Primary pumps** วิธีหนึ่งคือควรให้ Primary flow เท่ากับหรือสูงกว่าด้าน Secondary flow เพื่อให้น้ำเย็นที่ออกจาก chiller ผ่านท่อ bypass มาผสมกับน้ำเย็นที่กลับ

จากระบบ นั้นก็เป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ delta-T ที่ chillers น้อยลง (หาก Primary flow ต่ำกว่า ด้าน Secondary flow ทำให้ RCHW ย้อนท่อ bypass ไปผสมกับ LCHW เป็นผลให้ Supply Chilled water Temp.(SCHT) สูงขึ้น และไม่คงที่ การควบคุมก็จะซับซ้อน และมีผลต่อเนื่องกับด้าน air side ของ AHU

การเพิ่ม-ลด capacity ของ chillers โดยทั่วไป เครื่อง water cooled chiller ใช้ อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากเครื่อง (LCHT.) ที่เบี่ยงเบนไปจากค่าที่ตั้งไว้ (Setpoint) เป็นตัวควบคุมเพิ่มหรือลด capacity ของเครื่องด้วยตัวมันเอง ฉะนั้น ค่า Q ในสมการคือ capacity ของ chiller แต่การควบคุมน้ำเย็นเข้า chiller ตามที่ออกแบบคือให้ flow คงที่ (หรืออาจมีการควบคุม flow ด้วยปั๊ม primary ด้วย VSD เพื่อลดหรือเพิ่ม Flow เพื่อวัตถุประสงค์หลายอย่างดังจะกล่าวต่อไปก็ได้) ในเมื่อ Primary flow ผ่าน chiller คงที่ capacity ของเครื่องจึงขึ้นกับ leaving chilled water temp.(LCHT) ซึ่งเครื่องจะพยายามควบคุมให้คงที่เสมอตามที่เรากำหนดไว้ เมื่อน้ำเย็นจากระบบ(RCHT)ไหลกลับมามีค่า (Low delta-T) เครื่อง chiller จึงสามารถลดอุณหภูมิที่ผ่านออกไปได้อย่างรวดเร็วและมีแนวโน้มจะต่ำกว่าจุด LCHT setpoint ได้ chiller จึงลดความสามารถตัวมันเองลง(Unload) คือทำงานไม่เต็ม 100% แต่ flow ผ่านเครื่องยังคงที่ ทำให้ flow rate ต่อ ต้นความเย็นมากกว่าที่ออกแบบไว้

ในการทำงานจริงของระบบ จะเกิดค่า delta-T ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ ไม่มากนักน้อย กล่าวโดยสรุปสาเหตุใหญ่ๆ คือ

▷ **จากการออกแบบ** ในการคำนวณมักจะเผื่อเครื่อง AHU ให้มีขนาดใหญ่ นอกจากจะคำนวณจากสถานะ full load แล้ว ยังมีการเพิ่มเผื่อเป็นเปอร์เซ็นต์ไว้อีกด้วย และในขั้นตอนขออนุมัติเครื่อง ยังต้องเลือกเครื่องที่

ใหญ่กว่าที่ออกแบบไว้อีก ทำให้เครื่องใหญ่กว่าความเป็นจริงมาก เมื่อถึงการเลือก control valve ก็ยังเลือกให้มี pressure drop ต่ำๆ ทำให้ขนาดของ valve ใหญ่ขึ้นไปอีก เมื่ออยู่ในสถานะ low load control valve ไม่สามารถที่จะควบคุม flow ต่ำๆได้อย่างแม่นยำ flow จึงมากเกินไปที่ต้องการตาม load จริง

▷ **Control valve** ไม่ปิดเมื่ออยู่ในสถานะ low load สาเหตุอาจมาจากเครื่องอยู่ใกล้กับปั๊มน้ำทำให้ค่า close off rating ของ valve น้อยกว่าค่า differential pressure ที่ตกร่อม หรือมาจาก valve ไม่ปิดขณะที่เครื่องหยุดงานไม่ว่าจะด้วยการเลือก control valve ผิด หรือจากการควบคุมไม่ถูกต้องก็ตาม

▷ **การ balance น้ำไม่ถูกต้อง** น้ำเย็นเข้าเครื่อง AHU ใดเครื่องหนึ่ง มากเกินไป หรือมักเกิดกับ AHU เครื่องที่อยู่ต้นๆของท่อ main / branch ของระบบ Direct return chilled water pipe ขณะเริ่มเปิดใช้ระบบ (น้ำเข้าเครื่องต้นๆมากและก่อนเมื่อเย็นแล้วน้ำจึงไหลไปเครื่องปลาย)

▷ **Air flow ของ AHU ลดลงจากที่ออกแบบไว้** เช่นจาก VAV ลดปริมาณลมลงก็ตาม ซึ่งที่จริงแล้วคือคล้ายสถานะ low load นั่นเอง หรือเกิดจากการออกแบบ VAV ใต้เล็กเกินไป หรือ pressure drop ของท่อส่งลมมากเกินไป หรือ filter กรองอากาศสกปรก เป็นต้น

▷ **ที่ cooling coil** เกิดความสกปรกหรือการกัดกร่อน ไม่ว่าจะด้านนอกท่อ (Air side) หรือด้านในท่อ (Water side) หรือที่ fincoil ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ลดลง ไม่เป็นไปตามที่ได้เลือก cooling coil ไว้

▷ **Control valve** ควบคุม flow น้อยลงตาม load จนการไหลใน cooling coil ตกอยู่ในช่วงของ laminar flow ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ลดลงเช่นกัน

▷ **Chiller plant manager** จากการตั้งค่าให้ flow ของน้ำเย็นด้าน Primary loop สูงกว่าหรือเท่ากับด้าน Secondary loop ทำให้ Flow/Tr ทางด้าน Primary loop สูงกว่าหรือเท่ากับ Secondary loop เสมอ

▷ **ตั้งค่าอุณหภูมิ** ที่ thermostat ของAHUไว้ต่ำกว่าความเป็นจริงมาก จน control valve เปิดค้าง

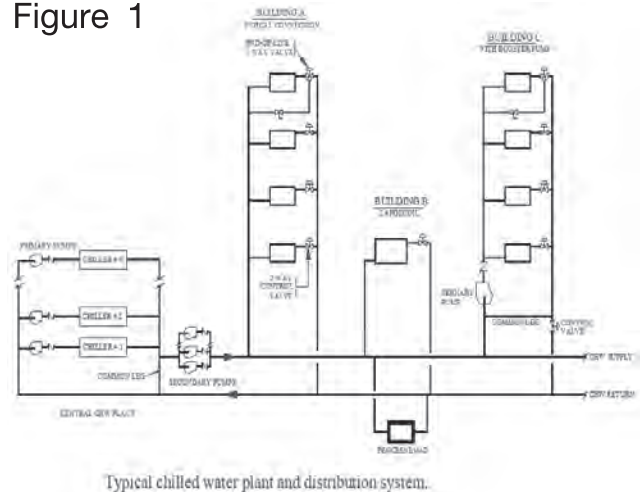
▷ **AHU ที่มีขนาดใหญ่** มักมีปัญหาที่ตัว control valve ขนาดใหญ่ที่ไม่สามารถควบคุม flow ที่ load ต่างๆได้ เช่น Outdoor AHU

ปัญหาดังกล่าวล้วนแต่ทำให้ค่า delta-T ลดลง นำไปสู่ flow มากขึ้น ทำให้การลดพลังงานด้าน water side ไม่เป็นไปตามวัตถุประสงค์ และหากว่าระบบ chiller plant manger มีการควบคุมให้ primary water flow สูงกว่าด้าน secondary water flow แล้ว ระบบก็จะสั่งเพิ่มการทำงานของ Primary chilled water pump(PCHP) และรวมถึง chiller ,condenser water pump(CDP) , Cooling tower ที่ควบคุมให้ทำงานพร้อมกันทั้งหมดด้วย ทำให้เครื่อง chiller ทำงานหลายเครื่อง แต่ว่าแต่ละเครื่องทำงานด้วย capacity ไม่มาก ค่า delta-T ที่ลดลงหรือกล่าวอีกอย่างคือ return water temp. ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ เมื่อน้ำกลับเข้าสู่ chiller ทำให้เครื่องลดการทำความเย็นลง (Unload) เข้าสู่ช่วงที่ประสิทธิภาพของเครื่องต่ำอีกด้วย

### ค่า delta-T ที่ลดลงทำสิ้นเปลืองพลังงาน

จากรูปที่ 1 เป็นระบบ chiller plant ที่ใช้กับอาคารหลายอาคารเช่น อาคารเรียน อาคารสำนักงาน โรงงาน การออกแบบใช้แบบ primary-secondary pumps ธรรมดา หรืออาจเพิ่ม tertiary pump สำหรับอาคารที่ไกลเป็นพิเศษ เมื่อ delta-T ต่ำ ระบบจะทำการเพิ่ม

Figure 1



flow rate ของปั้มน้ำ ซึ่งนอกจากจะเปลืองพลังงานซึ่งตามทฤษฎีเป็นไปตาม flow rate ยกกำลังสามแล้ว พลังงานที่ปั้มน้ำให้แก่ในส่วนที่เกินมานี้ ยังจะต้องถูกกำจัดออกด้วยเครื่อง chillers ซึ่งก็เป็นการสิ้นเปลืองพลังงานซ้ำอีกเช่นกัน

มี 3 วิธีใหญ่ๆ ในการควบคุมการเปิดปิด chillers เพิ่ม ได้แก่ การใช้ flow rate, load, LCHT การใช้ flow อาจทำได้ด้วยการวัด flow ของ primary เปรียบเทียบกับ secondary โดยหลักการคือต้องการให้ primary flow มากกว่า secondary flow อาจทำได้ด้วยการวัด flow และทิศการไหลผ่านที่ท่อ bypass แล้วสั่งให้เดิน primary และ chiller เพิ่ม เมื่อน้ำเริ่ม bypass จากด้าน return ไปทางด้าน secondary pumps และปิด chiller และ primary pump เมื่อ flow ผ่านท่อ bypass ไปด้านตรงข้ามเกินกว่า flow ของ primary pump 1 เครื่อง การใช้ load ในการควบคุมก็เป็นเช่นเดียวกันด้วยการสั่งเครื่อง chiller เดินเพิ่มเมื่อเครื่องที่เดินอยู่ทำงานเต็มที่แล้ว และหยุดเมื่อ load เหลือเกินกว่า 1 เครื่อง

ในเมื่อ delta-T น้อยลง ทำให้ load และ flow มีความสัมพันธ์ผิดจากที่ออกแบบเอาไว้มากขึ้นกว่าเดิมคือในเรื่องการใช้ flow ควบคุม สั่งเครื่อง chiller เดินเพิ่มขึ้น พร้อมกับ primary pump โดยที่เครื่องที่เดินอยู่ก่อน

ยังทำงานไม่เต็มความสามารถ เช่น สมมุติว่าออกแบบให้ระบบมีค่า delta-T = 14 F (flow=1.7gpm/Tr) แต่ถ้า delta-T ลดลงเหลือ 7 F (flow=3.4 gpm/Tr) เครื่อง chiller ที่ทำงานอยู่จะทำงานเพียง 50 % เท่านั้น เมื่อเดินเครื่องขึ้นมาอีกเครื่องหนึ่ง ทำให้แต่ละเครื่องทำงานเพียงเครื่องละไม่ถึง 50% ทำให้ performance ของเครื่องลดลง (ทั่วไปแล้ว performance จะดีที่การทำงานของ chiller รว 65-85 % ของขนาดเครื่อง chiller แบบรอบคงที่) แต่ถ้าหากใช้ load ในการควบคุม เมื่อ delta-T น้อยลง และ secondary flow เพิ่มขึ้น จะทำให้น้ำจาก RCHW(Return chilled water temp.) กลับไปผสมกับน้ำ LCHW(Leaving chilled water temp.) ทำให้อุณหภูมิ SCHW(Supplied chilled water temp.) ที่ส่งไปยังระบบสูงขึ้น เป็นการทำให้ประสิทธิภาพของ coil ลดลง และเป็นต้นเหตุที่ทำให้ control valve เปิดเพิ่ม secondary flow มากขึ้นไปอีก และก็ทำให้น้ำ SCHAT มีอุณหภูมิสูงขึ้นไปอีก ในที่สุด coil ก็ทำความเย็นไม่ได้ control valve ก็เปิดค้าง การควบคุมอุณหภูมิก็ล้มเหลว ด้านเครื่อง chiller

และ primary pump ก็ไม่ทำงานเพิ่ม เพราะเมื่อควบคุมด้วย load เมื่อ chiller เครื่องแรกยังทำงานไม่เต็ม ก็จะไม่ให้เครื่องที่ 2 ทำงานขึ้นมา

การแก้ปัญหาคือการออกแบบ delta-T ให้มากขึ้นและให้น้ำไหลในท่อ bypass จาก LCHW ไปทาง RCHW เท่านั้น และต้องประเมินเมื่ออยู่ในสภาวะ low load ด้วย

### สาเหตุที่สามารถหลีกเลี่ยงได้

ที่เครื่อง AHU มีการตั้ง setpoint ไม่เหมาะสม หรือ ค่าของ sensors ผิดปรกติ ตาม Table 1 จะเห็นว่าเมื่อตั้งค่า Leaving air temperature ไว้ต่ำ จะทำให้ค่า delta-T ลดลง แต่ flow rate เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนถึงเมื่อ ตั้งค่าไว้ที่ 49 F จะทำให้ control valve เปิดตลอดเวลา และไม่สามารถควบคุมได้เลย ผู้ควบคุมไม่ควรตั้งค่าไว้ต่ำเกินไป เพราะกรณีที่เลือก coil เล็กกว่า load นั้นพบน้อยมาก นอกจากว่าเครื่อง VAV หรือ ท่อส่งลมเล็กจนเกินไป หรือ sensors ผิดเพี้ยนไป

**Table-1** แสดงให้เห็นการลดค่า Leaving Air Temperature setpoint จาก 54 F ลงไปที่ 51 F จะทำให้ flow rate เพิ่มขึ้นมากกว่าเท่าตัว และ delta-T น้อยลงกว่าครึ่งหนึ่ง

<b>TABLE 1</b>			
<b>Coil Performance at Low Supplied air temp. Setpoints</b>			
<i>Leaving air temperature setpoint , F</i>	<i>Flow rate , gpm</i>	<i>CHW Delta-T , F</i>	<i>% of Design GPM</i>
54	80	13	100%
53	104	11	130%
52	143	8.5	179%
51	208	6.5	260%
50	327	4.3	409%
49	Cannot be attained		
<i>Base on a six-row 100 fpf coil ,78 F entering dry-bulb ,63 F entering wet bulb.</i>			

การแก้ปัญหาทำได้ด้วยการล๊อคค่า setpoint ไม่ให้มีผู้ไปปรับตั้งไว้ต่ำเกินควร และการเพิ่มอุปกรณ์ควบคุมอัตราไหล ไม่ให้มากเกินไปที่ออกแบบไว้ เช่น Automatic flow limit control valves (แต่ก็เป็น การเพิ่ม cost และ pressure drop ในระบบ) แต่ valves ดังกล่าวไม่สามารถคุม flow ในกรณีที่ low load ได้

### การใช้ 3-way valves

3-way valves เป็นตัวควบคุมให้ flow rate คงที่ เมื่อ AHU ควบคุม setpoint ได้ valves ก็ จะ bypass น้ำเย็นให้ผ่าน coil ไปทำให้เกิด low delta-T และขณะที่ bypass หาก pressure drop ผ่านท่อ bypass น้อยกว่าที่ผ่าน coil ก็จะทำให้ pressure drop ในระบบน้อยลง ก็จะเป็นการเพิ่ม flow rate ให้กับระบบ

ควรหลีกเลี่ยง 3-way valves ในระบบ variable flow ยกเว้นมีไว้เพื่อป้องกันความดันในระบบสูงเกินไป อันเป็นผลให้เกิด dead headed ส่วนกรณีที่มี 3-way valves ไว้เพื่อทำให้น้ำในระบบอุณหภูมิคงที่และพร้อมใช้งานได้ทันทีดังเช่นระบบน้ำร้อนหมุนวนในอาคาร นั้น ไม่มีความจำเป็นต้องคำนึงถึง เพราะอุณหภูมิ น้ำเปลี่ยนแปลงไปน้อยมากในช่วงที่ control valve เปิดปิดตามการใช้งานปกติ และเมื่อหยุดใช้งานมาเป็นเวลานานแล้วเริ่มเปิดใช้ระบบนั้น ในการควบคุมระบบต้องให้ เวลาแก่มันบ้างอยู่แล้ว

การแก้ไขไม่ให้ flow rate สูงขึ้นทำได้โดยใส่ balancing valves ที่ท่อ bypass และพยายามปรับ  $\Delta P$  ให้คงที่ แม้กระทั่งในกรณีที่ control valve bypass ตั้งแต่ 0, 50, 100 % ก็ตาม ที่สำคัญคือ หลีกเลี่ยงการใช้ 3-way valve

การเลือก coil ไม่เหมาะสม อาจเกิดจากวิศวกร ผู้ออกแบบแต่ละอาคารไม่คำนึงถึง delta-T ของ chiller plant ที่กำหนดไว้แต่ต้น หรือบางครั้งก็ต้องการ

ลด water pressure drop ของ coil มากเกินไป การแก้ไขทำได้ด้วยการเลือก coil ใช้ค่า entering water temp. ให้สูงกว่าค่าจริงสัก 1-2 F เป็นการเผื่อไว้เมื่อ coil เริ่มสกปรก การเลือก coil ที่มี delta-T มากจำเป็นต้องเพิ่ม row/fin ทำให้เกิด air pressure drop ขึ้นซึ่งจำเป็นต้องพิจารณาเป็นกรณีไป การใช้ค่า parameter ในการเลือกไม่จำเป็นต้องเหมือนกันทุก coil เช่น coil ที่อยู่ไกลอาจเลือกให้ค่า water pressure drop ต่ำเพื่อลด pump head แต่ coil ที่อยู่ใกล้ pump อาจเลือก pressure drop สูงได้ (หรือหมายถึง delta-T มากกว่า AHU ไกล เช่นด้วยการเพิ่มจำนวนแถวของ coil) เพราะความดันส่วนเกินหากไม่ถูกจำกัดที่ coil ก็ ต้องถูกจำกัดที่ balancing valve อยู่แล้ว

การเลือก Control valve ไม่เหมาะสม 2-way control valve ในระบบ variable-flow มีความสำคัญมาก ไม่ว่าจะ เป็นค่า Cv (Valve constant) หรือค่า shutoff capability control valve ที่ใหญ่เกินไปทำให้เกิด hunt/over-under shooting ได้ และยังให้ค่า flow เฉลี่ย มากกว่าที่ออกแบบไว้ในช่วง load น้อยๆ การเลือก actuator ของ modulating valve นอกจากจะเลือกที่ close-off rating แล้ว ยังจะต้องเลือก ค่า dynamic close-off pressure rating ด้วยเพื่อให้ควบคุมได้ดีใน สภาวะผลต่างความดันสูงๆ

ไม่ปิด Control valve เมื่อปิดเครื่อง AHU ควร เลือกใช้ control valve มีชนิด spring return ซึ่ง จะดึงให้ valve ปิดน้ำเมื่อปิดเครื่อง แต่มีจุดอ่อนที่ค่า close-off rating ต่ำกว่าแบบ electric return ที่ต้อง เพิ่มระบบควบคุมสั่งให้มันปิดน้ำเย็นเมื่อปิดเครื่อง AHU (Electric return)

ท่อน้ำใน coil ไม่ถูกต้อง การออกแบบและ ติดตั้งควรให้น้ำเย็นใน coil ไหลแบบสวนทางกับลม เรียกว่า counter flow แทนที่จะเป็นแบบขนานกับลม หรือ



parallel flow เช่นการต่อแบบ counter flow ถ้าต้องการอุณหภูมิลมออกจาก coil 55F เมื่ออุณหภูมิ น้ำเข้า (Entering water temp.) = 44 F และออก (Leaving water temp.) ที่ 60 F เปรียบเทียบกัน กับหากเป็นชนิด parallel flow อาจจะได้อุณหภูมิ น้ำ ออกจาก coil (Leaving water temp.) ต่ำถึง 50 F

**การต่อระบบ Tertiary และการควบคุมไม่เหมาะสม**

ใน fig.1 ที่อาคารC ใช้ระบบ tertiary pumps ซึ่งจะใช้ระบบนี้เมื่อ

- เมื่ออาคารต้องการแรงดันมากกว่าแรงดันของ secondary pumps ที่จะส่งน้ำไปถึง (หรืออาจเรียก บั๊มนี้ว่า Booster pump)
- หรือเพื่อต้องการรักษาอุณหภูมิของน้ำให้คงที่ ตลอดเวลา ในกรณีนี้เรียกบั๊มนี้ว่า blending pump (ไม่จำเป็นในระบบปรับอากาศ)

ตามปรกติแล้ว 2-way control valve ที่ติดตั้ง อยู่ที่ท่อน้ำกลับของ secondary line มี sensor ที่ท่อน้ำเย็นส่งเข้าอาคาร ด้วยการตั้งให้ค่าอุณหภูมิ สูงกว่า chilled water supplied (from chiller plant) เล็กน้อย control valve จะหรือถ้าหาก sensor วัดค่าอุณหภูมิได้ต่ำกว่า setpoint เพื่อให้ น้ำเย็นกลับจากอาคารส่วนหนึ่งที่มีอุณหภูมิสูง ไปผสม

กับน้ำเย็นที่ส่งเข้าอาคาร SCHW(from chiller plant) ให้อุณหภูมิสูงขึ้น แต่ถ้า sensor วัดอุณหภูมิ ได้เท่ากับหรือสูงกว่า setpoint ก็จะสั่งงานให้ control valve ปิดหมดให้น้ำกลับจากอาคารทั้งหมดไปสู่ท่อเมน return secondary pipe แต่ถ้าหากเราตั้งค่า setpoint ต่ำเกินไปกว่าค่าน้ำเย็น chilled water supplied control valve ก็จะเปิดหมดตลอดเวลา เมื่อถึง เวลา low load น้ำเย็นก่อนเข้าอาคารก็จะ bypass กลับไปที่ท่อ secondary return line เพราะว่า ค่า differential pressure ที่ท่อ bypass ต่ำมาก delta-T ก็จะน้อยลง และอาจทำให้น้ำไม่จ่ายเข้าอาคารที่ไม่มี Booster pump

การแก้ปัญหาคือการตั้งค่า differential temp. (เป็นค่าที่คงที่) ให้สูงจากค่า chilled water supplied ที่วัดได้จริง

ในกรณีดังกล่าวข้างต้น มีเหตุผลว่าต้องการน้ำกลับ จากอาคารให้มีอุณหภูมิสูง เพื่อให้ค่า delta-T ของ ทั้งระบบสูงขึ้น การเลือก coil สำหรับอาคารนี้ จึงต้อง เลือกด้วยการกำหนดค่า น้ำเย็นเข้า coil (เข้าอาคาร) ให้มีอุณหภูมิสูงกว่า chilled water supplied (from chiller plant) แต่หาก coil มีประสิทธิภาพต่ำ เช่น การแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงเมื่อสภาวะ low load , low flow ก็แก้ไขด้วยการย้าย sensor ไปไว้ที่ท่อน้ำ กลับจากอาคาร เพื่อต้องการคุมอุณหภูมิน้ำกลับจาก

Entering Chilled Water Temperature, F	Flow rate gpm	Delta-T F	Leaving Chilled water Temperature, F
42	30	16.7	58.7
44	34.5	14.7	58.7
46	41	12.3	58.3
48	53	9.5	57.5

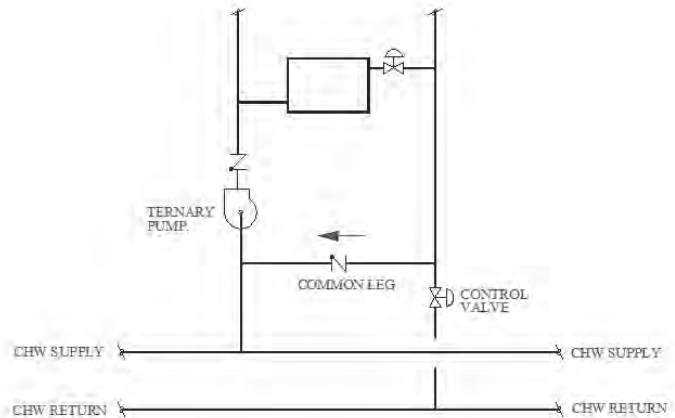
*Base on an eight-row 96 fpf coil , 77 F entering dry-bulb/62F entering wet-bulb , 55F leaving air temperature.*

อาคารให้สูงไว้เป็นไปตาม setpoint และยังเป็น การเพิ่ม flow rate ให้กับน้ำเข้า coil ด้วย การติดตั้ง control valve ที่ท่อน้ำกลับจากอาคารนี้เหมาะสมที่จะใช้กับอาคารที่มี การเปลี่ยนแปลงของ load ของแต่ละ coil ทั้งอาคารที่ใกล้เคียงกัน ใน Fig.8 ที่ติดตั้ง sensor ของ control valve ไว้ที่ leaving air เมื่อสภาวะ low load จะทำให้น้ำหมุนเวียนกลับไป coil อีก ทำให้อุณหภูมิ น้ำเข้า coil สูงขึ้น แต่ก็แก้ปัญหาเรื่อง water flow rate ต่ำได้

แต่ตามความเข้าใจที่ว่า เมื่อน้ำเย็นหมุนเวียนมาเข้า coil อีก ทำให้อุณหภูมิ น้ำเข้า coil สูงขึ้นแล้ว น้ำเย็นออกจากcoil จะสูงขึ้นไปอีกนั้น จะขัดแย้งกับความเป็นจริงที่เกิดขึ้น ให้พิจารณาจาก table 2 ถ้าให้ load เท่ากัน แล้วเพิ่มอุณหภูมิ น้ำเข้า coil (Entering chilled water temp.) สูงขึ้น จะทำให้อุณหภูมิ น้ำออก จาก coil (Leaving chilled water temp.) ต่ำลง (แทนที่จะสูงขึ้นตามความเข้าใจผิดที่ว่าเมื่อ load คงที่แล้ว ผลคูณของ delta-T กับ flow rate จะคงที่ ในเมื่อ อุณหภูมิ น้ำเข้า coil สูงขึ้น น้ำออกจาก coil ก็จะต้องสูงขึ้นไปด้วย ) สาเหตุเป็นเพราะว่า เมื่อเพิ่มอุณหภูมิ น้ำเข้าสูงขึ้นแล้ว แนนอนว่า delta-T จะต้องลดลง ทำให้ control valve จ่ายน้ำเข้า coil มากขึ้น ด้วย flow ที่สูงขึ้น เวลาที่น้ำรับความร้อนจะน้อยลง อุณหภูมิ น้ำออกจาก coil จึงต่ำวิธีดังกล่าวแล้วจึงไม่เหมาะสมที่จะใช้

Fig.2 เป็นการป้องกันปัญหาน้ำเกิด short circuit กลับไปโดยไม่ผ่าน coil ด้วยการใส่ check valve ที่ท่อ bypass และประกันได้ว่าน้ำเย็นเข้าอาคารจะมากกว่าหรือเท่ากับน้ำเย็นที่ส่งมาจาก secondary system

Figure 2



Check valve in common leg . Check valve only allows tertiary (building) flow to exceed secondary flow. Chilled water supply cannot short-circuit to return. Tertiary pump is in series with secondary pumps at low building flows , so tertiary pump must be variable speed driven to keep from over-pressurizing building

แต่หากเกรงว่าการใส่ check valve เป็นการทำให้ Secondary pump และ Tertiary pump ต่อกันแบบอนุกรม (Series) อาจทำให้ control valve ที่ AHU รับความดันเกิน แต่สามารถแก้ปัญหาได้ด้วยการทำให้ tertiary pump เป็น Variable speed ควบคุมด้วย diff. pressure (การตัดท่อ bypass (common leg) ออกก็สามารถทำได้ไม่ต้องเกรงว่าจะเป็นการต่อปั๊มทั้งสองแบบ series กัน)

Fig. 3 สำหรับระบบที่ทำขึ้นใหม่ การยกเลิก secondary pumps ที่ chiller plant แล้วใช้ tertiary pumps ในแต่ละอาคาร จะเป็นการแก้ปัญหาที่ดีกว่า เพียงแต่คำนวณ head ของ tertiary pump ให้เท่ากับ head ของอาคาร รวมกับ head ที่ใช้ในการนำมันมาจากและกลับสู่ chiller plant เข้าไปด้วย

ด้วยวิธีนี้ไม่เพียงแต่ลดปัญหาเรื่องท่อ bypass ลงได้ แต่ยังประหยัดพลังงาน เพราะ tertiary pumps จะทำงานตามความจำเป็นที่แต่ละอาคารต้องการเท่านั้น สำหรับ coil ขนาดใหญ่และ coil เดียว ดัง building B Fig. 3 สามารถยกเลิก 2-way control valve ได้เลย แล้วใช้ sensor ที่ควบคุม 2-way control valve นั้นมาควบคุม Flow ที่ VSD Tertiary pump แทน ก็จะเป็นการประหยัดพลังงานได้อีกเพราะ head ที่ใช้น้อยลงประมาณ 10-15 Ft นอกจากนี้ ใน building C Fig.3 ที่เป็น process load ยังสามารถใช้ท่อ bypass (common leg) เพื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าอาคารผสมกันไปได้อีกด้วย

**ขบวนการผลิตที่ไม่มีตัวควบคุม (Uncontrolled Process Loads) Chillers** ที่ใช้ในอุตสาหกรรม บางครั้งมีการนำน้ำเย็นเพื่อเข้าไปเลี้ยงในขบวนการผลิตโดยไม่มีอุปกรณ์ควบคุมการไหล ฉะนั้นเมื่อขบวนการหยุด จึงเกิดการ bypass ของน้ำเย็นมาก ผู้ออกแบบควรหาทางใส่ modulating valve หรือ shutoff valve บางขบวนการผลิตที่ไม่ต้องการน้ำเย็นจัดนัก ก็สามารถใช้น้ำ chilled water return 55F เข้าไปหล่อเย็นได้ ตาม Fig.4

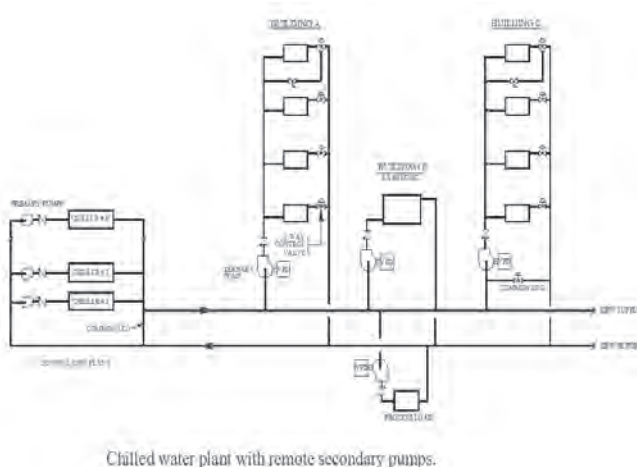
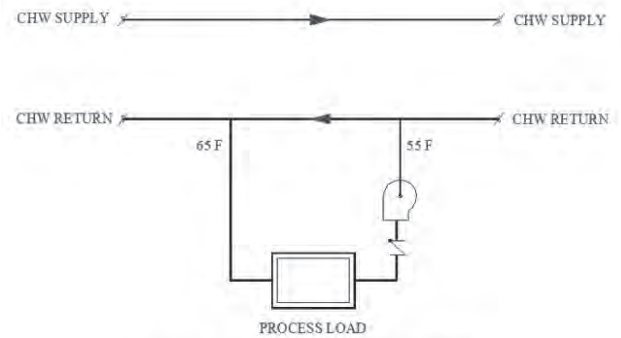
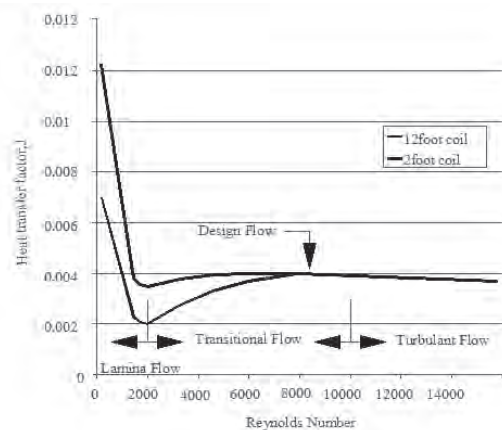


Figure 3



Process load piped to CHW return. Many process loads do not require chilled water in the 40s. If warmer water is acceptable, piping the load in a primary-secondary manner can improve plant delta-T.

Figure 4



Heat transfer factor as flow varies. This coil was selected for 3 fps design velocity with 5/8 in. tubes. In this case, the coil never experiences fully developed turbulent flow; the design condition is already in the transition region. Laminar flow occurs at 0.5 to 0.8 fps, roughly 20% to 25% of design flow. Data obtained from coil manufacturer selection program correlated to measured coil data under low flow conditions.

Figure 5

สาเหตุที่สามารถควบคุมได้ แต่ไม่ประหยัดพลังงาน

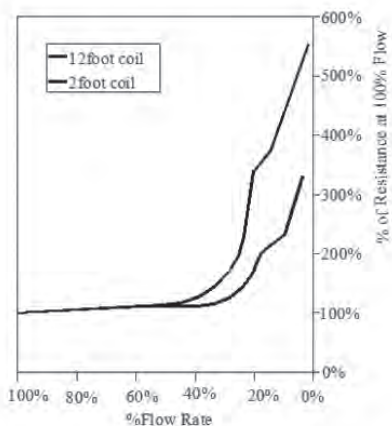
Laminar Flow ค่าของ Heat transfer coefficient ของน้ำใน coil มีค่า flow turbulence เป็นตัวกำหนด ซึ่งอธิบายได้ด้วยค่าของ Reynolds number ตามสมการที่ (2)

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (2)$$



โดยมีค่า  $\mu$  คือค่า viscosity ค่า  $V$  คือความเร็วของของไหลในท่อ  $\rho$  คือเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ คือค่า density ค่า Renolds number ที่ทำให้การไหลเป็น lamina flow ต่ำกว่า 2100 เป็นช่วง low load โดยไม่คิดถึงความยาวของท่อ แต่ในความเป็นจริงถ้าท่อใน coil ไม่ยาวนัก ตัวข้อโค้งหัวท้าย (Return bend) จะเป็นตัวช่วยให้เกิด turbulent ได้ดี ถ้า Re อยู่ในช่วง 2100 ถึง 10000 เป็นช่วง transition ซึ่งมักใช้ค่านี้สำหรับ coil ในระบบ HVAC แต่มักไม่ใช้ในช่วงที่เกินกว่า 10000 ขึ้นไป ตาม Fig.5 แสดงให้เห็นว่าค่า heat transfer factor กับค่า flow โดยเลือก coil ให้มีความเร็ว 3 fps ใช้ท่อ 5/8 นิ้ว ในกรณีนี้ coil จะไม่เป็น turbulent flow แต่อยู่ในช่วง transition ส่วนของ lamina flow จะเกิดขึ้นในช่วงความเร็ว 0.5-0.8 fps หรือประมาณ 20%-25% ของ flow ที่ออกแบบไว้

Fig.6 เป็นความสัมพันธ์ของ Heat transfer resistance กับ flow เป็น coil เดียวกันกับ Fig.5 แต่เปลี่ยนค่า Renolds number ไปเป็นค่าของ percent of design flow rate ถ้าค่าความเร็วของน้ำลดลงจะทำให้ค่า Film heat transfer resistance ของอากาศสู่น้ำ



Heat transfer resistance as flow varies. This is the same as the one in the previous figure with heat transfer factor converted to percent of design the film heat transfer resistance at the inside surface of the tube and Reynolds number converted to percent of design flow rate.

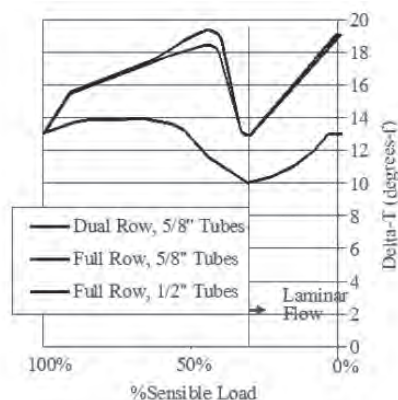
Figure 6

จะเพิ่มขึ้นไปเรื่อย จนถึงที่สภาวะ lamina flow

แต่ความเป็นจริงการเพิ่มของ heat transfer resistance จะไม่เพิ่มขึ้นเร็วตามความคาดหมายจากทฤษฎี

Fig.7 แสดงค่า % ของ sensible load กับค่า delta-T จะเห็นว่า ในช่วง lamina flow ค่าของ delta-T กลับจะเพิ่มขึ้น นั่นเพราะว่าเมื่อ flow ไหลจะช้า มีเวลาในการส่งผ่านความร้อนนาน ปัญหาที่เกิดจาก lamina flow จึงเกิดขึ้นน้อย delta-T จะน้อยลงจริงในช่วงใกล้ lamina flow แต่ก็ยังใกล้เคียงกับที่ออกแบบไว้ แต่ในช่วง low load ค่า delta-T กลับจะมากกว่าค่าที่ออกแบบไว้ด้วย

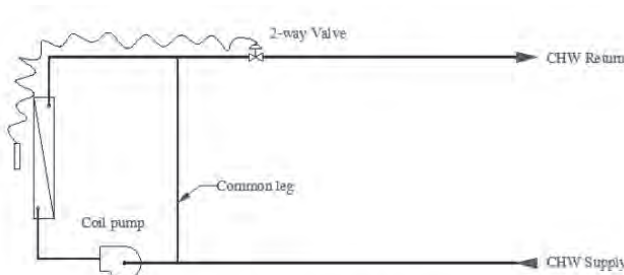
การคิดถึงปัญหาของ lamina flow นี้จึงทำให้มีการออกแบบให้มี tertiary pumps สำหรับ coil แต่ละตัว เพื่อทำให้น้ำไหลเป็น turbulent ตาม Fig. 8 ทำให้ต้นทุนในการติดตั้งและดำเนินการรวมถึงการบำรุงรักษาสูงขึ้นมาก รวมถึง coil pump มักเป็นแบบ constant volume และมีขนาดเล็กทำให้ประสิทธิภาพไม่ดี เมื่อเทียบกับ secondary pump และยังเพิ่ม head ให้กับระบบด้วยเพราะต้อง



Delta-T at part load. Coils shown were selected for a 13°F design delta-T. Load reduction is first by reducing volume to 40%, then reducing entering air temperature. Leaving air temperature is constant, as per standard VAV systems. Performance determined by coil manufacture's expanded simulation program, allowing simulation below the lamina region.

Figure 7

ประกอบด้วย valves , fittings การที่จะประหยัดพลังงานของ secondary pump ด้วยการเพิ่มค่า delta-T ในช่วง low load ด้วยวิธีนี้จึงไม่สมควร ทำขนาดของท่อของ coil มีผลต่อ coil ตอน part load เล็กน้อย ส่วนใหญ่แล้วจะคิดว่าถ้าขนาดท่อเล็กกว่า จะเพิ่มความเร็วของน้ำ ทำให้อยู่ในช่วง turbulent ทำให้ heat transfer coefficient ดี แต่เพราะว่าความเร็วแปรผกผันกับเส้นผ่าศูนย์กลาง ยกกำลังสองที่ flow rate ค่าหนึ่ง ในสมการที่ (2) ซึ่งถ้าเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อน้ำเล็กลง จะลด Flow rate ช่วงที่เป็น lamina flow ลงด้วย อย่างไรก็ตาม เมื่อลดขนาดท่อใน coil ลง ก็จะมีการเพิ่มจำนวนท่อมากขึ้น ฉะนั้นความเร็วของน้ำในท่อไม่ได้เพิ่มขึ้น ตามที่กล่าวมาแล้ว fig.7 เปรียบเทียบท่อใน coil ขนาด 1/2 นิ้วและ 5/8 นิ้วมีความแตกต่างในการให้ค่า delta-T น้อยมาก flow ที่ทำให้เกิดการไหลแบบ lamina สำหรับ coil ขนาด 5/8 นิ้วลดลง 29% และสำหรับขนาด 1/2 นิ้วลดลง 27% แต่แน่นอนว่า pump head สำหรับท่อขนาดเล็กย่อมมากกว่าท่อขนาดใหญ่กว่า ทำให้มีการเพิ่มต้นทุนของปั๊มน้ำ แต่ในด้านของ delta-T ต่างกันน้อยมากไม่จำเป็นต้องคิดก็ได้



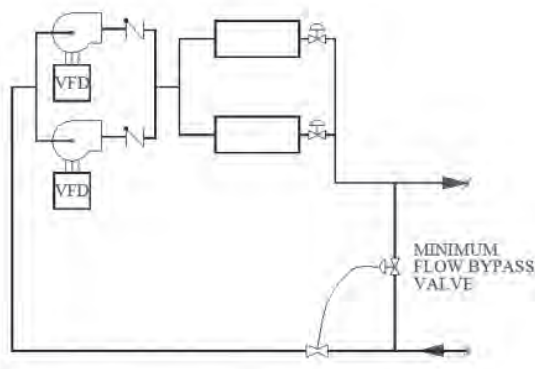
Pumped coil. Coil is piped in a traditional primary-secondary manner. The control valve is modulated in the same manner as it would without the pump (e.g., off of supply air temperature, as shown, or off of space temperature.) The pump maintains constant flow through the coil regardless of the operation of other pumps upstream or the position of the control valve. Constant flow eliminates laminar flow effects.

Figure 8

**Chilled Water Reset** เครื่อง chillers จะมีประสิทธิภาพในการทำงานที่ LCHT สูง ดีกว่าที่ LCHT ต่ำ ฉะนั้นสามารถให้ chillers ตั้งค่า LCHT ให้สูงขึ้น เมื่อตอนเป็น part load ได้ แต่จะทำให้ประสิทธิภาพของ coil ลดลง control valve จึงควบคุม flow ของน้ำให้เข้า coil มากขึ้น Table 2 แสดงให้เห็นว่า Flow rate เพิ่มขึ้นเกือบ 2 เท่า เมื่อตั้งค่า LCHT จาก 42 F ไปเป็น 48 F ฉะนั้นการตั้งค่า setpoint ให้สูงขึ้น จะได้ผลดีกับระบบที่มี distribution head loss ต่ำเท่านั้น แต่สำหรับระบบที่มี distribution head loss สูง อาจประหยัดพลังงานได้มากกว่าถ้าตั้ง setpoint ไว้ต่ำ บางระบบควบคุมอาจเลือกค่า setpoint โดยประเมินจากผลรวมของพลังงานของ chiller กับ SCHP ให้ต่ำที่สุด

### สาเหตุที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้

**การลดประสิทธิภาพของ coil (Reduced Coil Effectiveness)** ประสิทธิภาพการส่งผ่านความร้อนของ coil (Heat transfer Effectiveness) จะลดลงเมื่อเกิดความสกปรก การกัดกร่อน การจับตัวของตะกรัน ทั้งทางด้านน้ำใน coil หรือด้านอากาศภายนอก coil จะทำให้อัตราไหลเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่า delta-T ลดลง รวมถึงปัญหาที่มาจากค่า air flow rate เช่นกรณี air filter เกิดการอุดตัน ทำให้ค่า heat transfer coefficient ลดลง หมายถึงความสามารถในการทำความเย็นลดลง Thermostat ที่ควบคุมอุณหภูมิห้อง จะสั่งงานให้ control valve จ่ายน้ำเข้ามากขึ้นเพื่อทำให้ leaving air temp. ต่ำลงเป็นการชดเชย ทำให้ค่า delta-T ลดลง การแก้ปัญหาทำได้ด้วยการติดตั้ง ระบบ water treatment ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ไม่แพง ส่วนด้านอากาศทำได้ด้วยการใช้ air filter ที่มีประสิทธิภาพ อย่างน้อยควรเป็น 30% dust spot efficiency ( or Merv 6 or 7 )



Primary-only pumping. Bypass valve maintains minimum chiller flow at low loads.

Figure 9

**อุปกรณ์ประหยัดพลังงานด้าน outdoor air และระบบ 100% outdoor air(Outdoor Air Economizers and 100% Outdoor Air System)**

ในระบบที่ออกแบบ delta-T ไว้มาก (มากกว่า 14F) เช่นระบบที่ใช้ outdoor air เต็ม 100% และมีอุปกรณ์ช่วยประหยัดพลังงาน (Outdoor Air-side Economizer) เมื่ออยู่ในสภาวะ low load อุณหภูมิของอากาศที่เข้า coil ต่ำ และต้องการใช้น้ำเย็นเพียงเล็กน้อยในการ cool down จะทำให้น้ำเย็นกลับมีอุณหภูมิ ต่ำ ตัวอย่างเช่น ออกแบบ coil ให้มี Entering Air Temp. ที่ 80F และมี Return Water Temp. ที่ 60 F ถ้าหากอากาศภายนอกเป็น 60F ย่อมเป็นไปได้ที่ Return Water Temp. จะมีอุณหภูมิ 60 F coil ในระบบ VAV ที่ออกแบบ อุณหภูมิน้ำเข้าเป็น 44F และมี delta-T 18 F ถ้า outdoor air temp. ที่ราว 55-65 F เราจะได้ delta-T เพียง 11-15 F เท่านั้น การแก้ไขอาจทำได้ด้วยการออกแบบให้ค่า delta-T น้อยลง แต่ว่าจะสิ้นเปลืองพลังงานปั๊มน้ำมากขึ้น ในสภาวะที่ไม่ใช่ low load

**ค่า Low delta-T ที่ยอมรับได้**

ถึงแม้จะออกแบบไว้ดีแล้ว และการควบคุมการทำงาน และซ่อมบำรุงอย่างดียังไงก็ตาม ปัญหาเรื่อง

ของ Low Delta-T ก็ยังคงมีอยู่อย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ซึ่งบางครั้งตกลงมาถึงหนึ่งในสาม หรือ สองในสามส่วนในสภาวะ low load ด้วยซ้ำ แต่ถ้าเป็นเพียงระยะเวลาสั้นๆ ก็ไม่น่ากังวล ในสภาวะ low delta-T มีวิธีที่ไม่ให้ low delta-T มีผลต่อการใช้พลังงานของ chiller ในสภาวะ High flow และ Low load ได้ ดังนี้

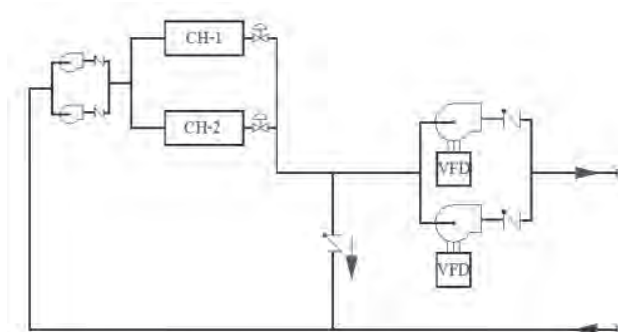
1. ใช้ variable speed chillers ที่ปรับรอบได้ ซึ่งสามารถทำงานที่ part load ในสภาวะ ambient ต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ เช่นในสภาวะ condensing temperature ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ แม้ว่าจะรวมถึงพลังงานที่ใช้ในอุปกรณ์ประกอบแล้ว เช่น condenser & Primary pump ก็ตาม ก็ยังสามารถเดินเครื่อง chillers ถึงสองชุดที่ load ราวๆ 25-35 %ของ chiller plant โดยแต่ละเครื่องทำงานไม่มาก แต่สามารถประหยัดพลังงานได้ดีกว่าการเดินเครื่อง chiller ให้ทำงานเต็มที่เพียงเครื่องเดียว

2. ใช้ระบบ Primary-only pumping ในการออกแบบด้วยวิธีใหม่ๆ ด้วยการมีเพียง vary speed primary pumps(PCHP) ที่ควบคุมรอบได้ Fig.9 เป็นการประหยัดต้นทุนสร้างและค่าใช้จ่ายด้านพลังงานดีกว่าที่จะมีทั้ง primary-secondary pumps เพราะมันสามารถเพิ่ม อัตราไหลที่สภาวะ low load ได้ด้วย เพราะ pump head ในระบบส่งกระจายลดลง แต่ปั๊มสามารถเพิ่ม flow rate ให้ผ่าน chiller ได้มากขึ้น ทำให้เครื่อง chiller ทำงานเพิ่มขึ้น

3. Check valve ที่ท่อ bypass (Common leg) ใน Fig. 10 ทำหน้าที่ทำให้น้ำในระบบ secondary มากกว่าหรือเท่ากับในระบบ primary เสมอ ถ้า flow ในระบบ secondary เพิ่มมากกว่า primary ตัว check valve จะทำให้ primary pumps(PCHP)& secondary pumps(SCHP) ต่อกันแบบอนุกรม ซึ่งทำให้ flow ในระบบ primary เพิ่มขึ้นด้วย primary pumps ได้รับการออกแบบมาให้ทำงานที่รอบคงที่

ที่ flow & head ค่าหนึ่ง SCHP จะเร่งรอบขึ้น ทำให้ น้ำผ่านระบบ primary ได้ และมันจะมี head เหลือ มาช่วย head ส่วนเกินที่เกิดจาก flow ที่มากขึ้นใน ระบบ primary จนในที่สุด SCHP จะทำงานที่รอบ สูงสุด และในระบบมี flow มากที่สุดโดยไม่ต้องเปิดชุด chiller & PCHP เพิ่มขึ้น แต่หาก SCHP ต้องการ flowมากกว่านี้ ชุดchiller & PCHP จึงจะทำงาน เพิ่มขึ้น การติดตั้งระบบดังกล่าวทำให้ chiller & PCHP มี flow เพิ่มขึ้นเป็น 140 % ตัวอย่างเช่น ในระบบ ที่ออกแบบ chiller ให้มี delta-T = 14 F ในการ เพิ่ม flow ขึ้นเป็น 140% จะทำให้ delta-T กลายเป็น 10 F ที่ full load ซึ่งไม่ทำให้สึกกร่อนเพราะความเร็ว ของน้ำผ่านchiller ยังอยู่ในช่วงที่โรงงานผู้ผลิตรายรับ ได้PCHP ที่มี flow เกินอยู่ 40% ก็จะต้องเลือกมอเตอร์ ให้เป็น non-overloading

ในระบบดังกล่าวถ้า chillers เป็นชนิด constant speed สามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 20% (เพราะ เมื่อ flow สูงขึ้น ทำให้ chiller ทำงานมากขึ้น และ ทำงานที่ LCHT ที่สูงขึ้นอันทำให้ performance ของ chiller ดีขึ้นที่ เพราะ low pressure side ที่สูงขึ้น แต่หากเป็น Variable speed chiller จะไม่เพิ่มขึ้น เพราะ chiller ทำงานประหยัดพลังงานได้ด้วยตัวมัน เองที่สภาวะ low load อยู่แล้ว

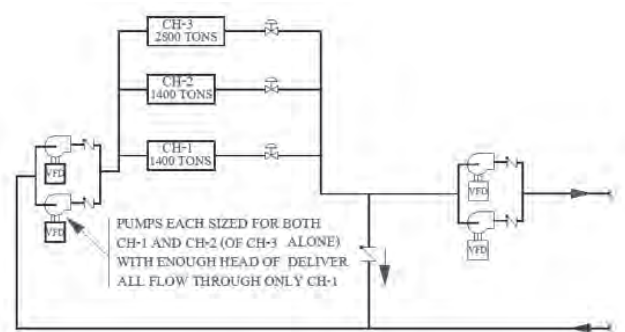


Check valve in the common leg.

Figure 10

ใน Fig.10 การเพิ่ม check valve ตามรูป ดังกล่าว หากเกิดอุบัติเหตุที่ทำให้ chiller & PCHP ทุกเครื่องต้องหยุดการทำงานและรวมถึง automatic shutoff valve ของเครื่อง chiller ปิดด้วย จะทำให้น้ำ ในระบบ secondary ไม่ไหล ทำให้เกิด dead-headed ขึ้นที่ SCHP เกิด overheat และ seal & bearing ชำรุดเสียหายได้ จึงควรต้องสร้างระบบควบคุมสั่งงาน ให้ SCHP หยุดทำงานหากเกิดกรณีดังกล่าว

**4. Unequally sized chillers & pumps** ตาม Fig.11 เป็นตัวอย่างการออกแบบให้ chillers & PCHPs มีขนาดไม่เท่ากันเพื่อที่จะทำงานยืดหยุ่นได้ดี ขึ้นที่ low load variable speed PCHP หนึ่งเครื่อง สามารถทำ flow & head ผ่าน chillers เครื่องเล็ก หนึ่งเครื่องได้ในสภาวะ low load ในกรณีที่ Plant load มีเพียง 50% และ delta-T ลดลงเหลือเพียง ครึ่งหนึ่งของค่าที่ออกแบบไว้ (Flow เพิ่มขึ้นเท่าตัว) PCHP หนึ่งเครื่อง ก็สามารถทำงานผ่าน chillers เล็กสองเครื่อง หรือเครื่องใหญ่ หนึ่งเครื่องได้กรณีที่ load มากกว่า 50% เมื่อเปิด chiller เครื่องใหญ่ หนึ่งเครื่องและ chiller เครื่องเล็กหนึ่งเครื่องแล้วเปิด PCHP สองเครื่อง flow ของน้ำก็ยังคงเกิน ทำให้ delta-T น้อย แต่แล้ว delta-T ก็จะมีมากขึ้นเมื่อ load เพิ่ม มากขึ้น กรณีที่ load มากกว่า 75%เครื่อง chillers



Unequally-sized chillers and pumps.

Figure 11



ทั้งสามเครื่องก็จะทำงาน PCHP สองเครื่องก็ยังคงพอน้ำเกินอยู่ (overpump) และยังสามารถให้น้ำเกินต่อไปอีกได้ถ้าเลือก head ให้มากกว่าที่คำนวณได้ และยังมี head ของSCHP มาช่วยด้วยเพราะเป็นการต่ออนุกรมกับPCHPเมื่อ check valve ปิด (ไม่จำเป็นต้องใส่ check valve ก็ได้ หากเลือก PCHP ให้ใหญ่กว่า SCHP (Oversize) เพื่อที่มันสามารถทำ flow มากขึ้นโดยไม่ต้องอาศัยการช่วยเหลือจาก SCHP)

#### 5. Low design delta-T in primary loop

ถ้าออกแบบให้ delta-T ใน primary loop น้อยกว่าใน secondary loop อันหมายถึงว่า ที่ load เท่ากัน primary flow rate จะมากกว่า secondary flow rate เมื่อเกิด low delta-T ขึ้นใน secondary loop ทำให้ secondary flow rate มากขึ้น และเมื่อผลของ low delta-T นั้นกระทบมาถึงทำให้เกิด low delta-T ขึ้นใน primary loop ย่อมทำให้ primary flow rate ต้องมากขึ้น เมื่อถึงจุดหนึ่ง เครื่อง chiller เครื่องต่อไปก็จะทำงานขึ้น (ใช้ primary flow rate ควบคุมจำนวนเครื่อง chiller ให้ทำงาน) ขณะที่การออกแบบเช่นนี้สามารถลดผลกระทบในด้านพลังงานจากการที่เครื่อง chiller เครื่องต่อไปทำงานขึ้นก่อนเวลาอันควร แต่ก็ต้องเสียพลังงานในด้านของ primary pumps มากขึ้นตลอดเวลา (เพราะออกแบบให้ primary flow rate มากกว่า secondary flow rate) รวมถึงเครื่อง PCHPs ทั้งท่อและอุปกรณ์ประกอบด้วยที่ต้องใหญ่ขึ้น แต่ก็สามารถลดปัญหา low delta-T ได้

**Conclusions** อาการ degrading delta-T หรือค่า delta-T ที่ลดลงก่อความยุ่งยากให้แก่ทุกๆ chilled water plant แต่ถ้าสามารถเข้าใจและรู้สาเหตุแล้ว แต่ด้วยการออกแบบ การเลือกใช้อุปกรณ์ให้เหมาะสม รวมถึงการบำรุงรักษาอย่างถูกต้อง ก็สามารถลดทอนลงได้ การใช้เครื่อง variable speed chiller สามารถประหยัดพลังงานได้ เพราะประสิทธิภาพที่ดีแม้แต่สภาวะ low load ที่ทำให้บางครั้งการเดิน chiller สองเครื่องกลับประหยัดพลังงานได้ดีกว่าการเดินเครื่องเดียวที่ใกล้เคียงกับ load มากกว่า สำหรับ plant ที่ใช้ constant speed chillers ควรยอมให้เครื่อง chiller มี flow rate ที่มากกว่า ค่าที่คำนวณได้ (Over pumping) เช่นการให้ PCHP สามารถทำ flow rate มากขึ้นกว่าที่ค่าที่ออกแบบไว้ โดยไม่ overload (Non-overloading) เพื่อที่จะทำให้เครื่อง chiller ทำงานมากขึ้น ก่อนที่จะมีการเดินเครื่องเพิ่มขึ้น

การติดตั้ง check valve ที่ท่อ bypass ก็ดี เพราะนอกจากจะเป็นการบังคับให้ primary flow มากกว่า secondary flow แล้ว ยังเป็นการช่วยให้ primary flow มากขึ้นเพราะได้รับการช่วยเหลือจาก pumping head ของ SCHP

นอกจากนี้ยังมีการเพิ่ม flow & sizing ให้กับ PCHP หรือการให้ PCHP มีหลายขนาดต่างกัน รวมถึงการทำให้ primary loop มีค่า delta-T ที่น้อยกว่า (หรือในแง่หนึ่งคือให้ secondary loop มี delta-T สูงขึ้นกว่านั่นเอง)