Chilled water Flow Balance

ไชยวัฒน์ ปิยัสสพันธุ์
บ.สุวิศว์ จำกัด
โทร 081-9160668

เรื่องของการควบคุมอัตราไหล (Flow rate, Flow) ของน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ เป็นเรื่องสำคัญ เพราะความต้องการน้ำในแต่ละพื้นที่ตาม Load กับเวลา (Diversity) ไม่ตรงกัน การจัดการเรื่อง balancing นอกจากจะเป็นการแก้หรือป้องกันปัญหาแล้ว ยังจะเพื่อการประหยัดพลังงานโดยตรง มีผู้ผลิตคิดค้นอุปกรณ์ใหม่ๆ ขึ้นมาช่วยเช่น Automatic Balancing valve จนถึงตัว Control valve ที่ทำให้การควบคุมแม่นยำและลดอุปสรรคบางอย่างออกไป แต่หากพิจารณาโดยละเอียดแล้ว ทุกอุปกรณ์มีข้อจำกัดในการใช้งานเสมอ และยังคงหนีไม่พ้นการ Balancing

หวังว่าบทความนี้ จะมีประโยชน์ ทำให้มีความเข้าใจ และสามารถนำไปต่อยอดได้

Pressure drop vs. Flow rate

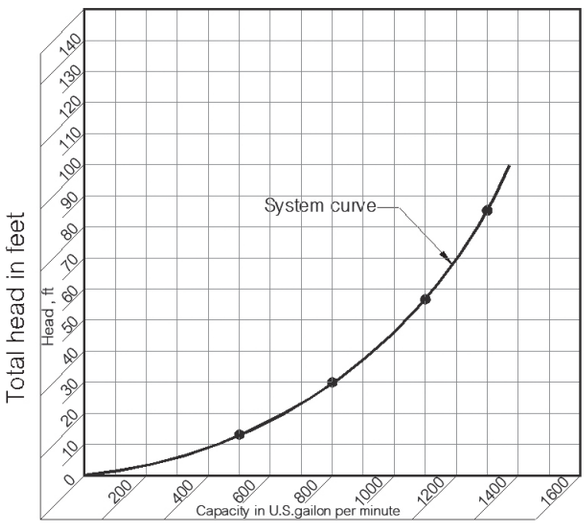
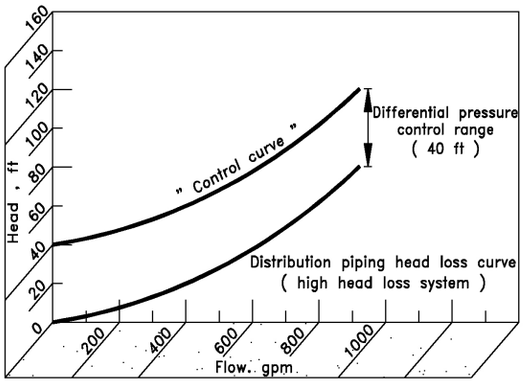


Fig.1 System head flow characteristic curve

Figure1

Figure1 เป็นSystem curve ที่มีจุดเริ่มต้นที่จุดตัดของทั้งสองแกน หมายถึงถ้าไม่มีการไหลเกิดขึ้นก็จะมีPressure drop (PD) เป็น 0 ft คือไม่มี static head



9 Control curve illustration.

Figure2

ใน system curve ตาม Figure 2 ถูกยกขึ้นไปสูง 40 ft เนื่องจากในระบบมี static head เท่ากับ 40 ft ปั๊มน้ำต้องทำความดันสูงกว่า 40 ft จึงจะมีการไหลเกิดขึ้น เช่นการปั๊มน้ำประปาขึ้นบ่อสูง 40 ft (จากระดับน้ำในบ่อล่าง) หรือการดันสปริงของ check valve ให้เปิดและมีน้ำไหลได้ต้องทำความดันอย่างน้อย 40 ft หรืออาจเป็นการควบคุมให้ระบบต้องมีความดัน static อย่างน้อยเท่ากับ 40ft เพื่อการควบคุมให้terminal (AHU และอุปกรณ์ประกอบหน้าเครื่อง) ไกลที่สุดให้มีความดันตกคร่อมไม่ต่ำไปกว่า 40ft ให้มั่นใจได้ว่าจะมีการไหลผ่านตัวมันเพียงพอ (คือค่า Differential Pressure / DP ของ Terminal ไกลสุด ในเรื่องของการควบคุม speed ของปั๊มน้ำเย็น/ Variable Flow Pumping)

DARCY-WEISBACH EQUATION

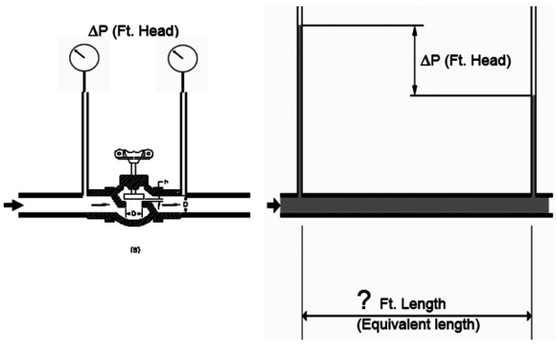


Figure 3

$$h = \frac{f \times L \times V^2}{D \times 2 \times g}$$

$$h \alpha (Velocity)^2$$

$$V \times A = Flow$$

$$h \alpha (Flow)^2$$

Equation 1

h = head loss; *f = friction factor*; *D = average inside diameter*; *L = pipe length*; *V = Velocity*; *A = pipe cross* **sec***tion area*

สมการ **DARCY-WEISBACH EQUATION** เป็นสมการที่บอกว่า ความดันตกคร่อม (Pressure drop/PD) หรืออีกนัยหนึ่งคือความฝืดของอุปกรณ์ (Friction lost) หรือความฝืดของระบบ (System head / Dynamic head) จะเท่ากับความเร็วหรือ Flow ของน้ำที่ไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านั้นยกกำลังสอง (ความดันตกคร่อม หรือ Pressure Drop ไม่ใช่ Pressure)

DARCY-WEISBACH EQUATION เป็นสมการ parabola curve $Y = kX^2$

หากรู้จุดทำงานเพียงจุดเดียวก็สามารถหาสมการของความฝืด (Friction loss - Dynamic Head) ของอุปกรณ์เหล่านั้นได้ (รู้ค่า K) ยกตัวอย่างเช่น

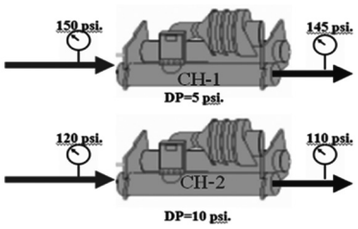


Figure4

ใน Figure 4 เป็นเครื่อง chiller 2 เครื่องที่เหมือนกันทุกประการ ความดันน้ำ (Pressure) ก่อนเข้าเครื่องไม่เท่ากัน ไม่ได้หมายความว่าเครื่องที่มีความดันเข้า(Inlet pressure)สูงจะมี Flow มากกว่า ต้องดูที่ความดันตกคร่อม หรือ Pressure Drop (PD) เครื่องที่มี PD สูงกว่าย่อมมีFlowที่มากกว่า หากรู้ Flow ของเครื่องใดเครื่องหนึ่ง ย่อมหาสมการได้ เพราะค่า K เท่ากัน

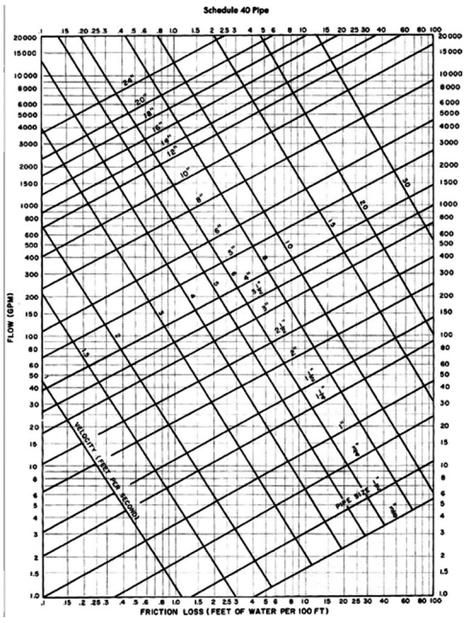


Figure 5

เช่นเดียวกันใน Figure5 เป็นchart ที่แสดงค่าความดันตกคร่อม (หน่วยเป็น Ft-Head ต่อความยาวท่อน้ำยาว 100 Ft) เท่ากับค่าคงที่Kคูณด้วย Flow ยกกำลังสอง (หน่วยเป็น Gallon/minute) ของท่อน้ำเหล็กดำ sch40 แต่ละขนาด หากนำมา Plot ท่อขนาดหนึ่งก็จะได้ Parabola curveอันหนึ่ง เป็นไปตามสมการ ท่อขนาดหนึ่งก็มีค่า K ตัวเดียวกัน แต่ในแต่ละขนาดท่อจะมีค่าคงที่ K ไม่เท่ากัน

Valve characteristic curve

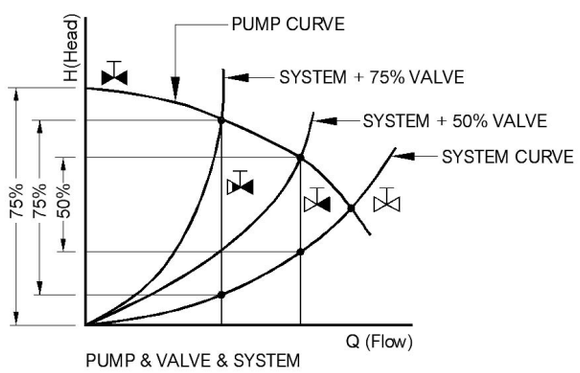


Figure 6

คุณสมบัติของ Valve ก็เช่นเดียวกัน ตาม Figure 5 แสดงค่า PD ตกคร่อม valve กับ Flow ของของเหลวที่ไหลผ่านในแต่ละการเปิดมากน้อยของมัน ในแต่ละตำแหน่งที่เปิดจะมีค่าK (หรือ cv)ค่าหนึ่งคงที่ หากเปลี่ยนตำแหน่งเปิดไปค่าของKก็จะเปลี่ยนไป

$$h = aQ^2 + c$$
$$c=0$$
$$Q=Cv.\sqrt{h},\ h=\Delta P$$

Equation 2

ใน Equation 2 ที่จริงก็คือสมการเดียวกับ Equation 1 อธิบายได้ว่า Flow เท่ากับค่าคงที่ของ Valve (Cv) คูณด้วย $\sqrt{h}$ หรือสแควรูทของความดันตกคร่อม ซึ่งถ้าเราทำให้ความดันตกคร่อมเป็น 1 หน่วย ก็จะได้ Flow มีค่าเท่ากับค่าคงที่ของ Valve ถ้าValveตัวใดมีค่า Cv มากหมายถึง Valve ตัวนั้นมีความฝืดน้อย จึงมี Flow มากกว่า จะทำให้ความดันตกคร่อมเป็น1หน่วยได้ การกำหนดค่า Cv จะกำหนดให้เมื่อเปิดหมด หากเราหรี่ให้เปิดน้อยลง ค่า Cv ก็จะเปลี่ยนไปในทางที่น้อยลง คือ Flow เพียงน้อยลงก็สามารถทำให้เกิดความดันตกคร่อมเป็น1หน่วยได้

Terminal Head

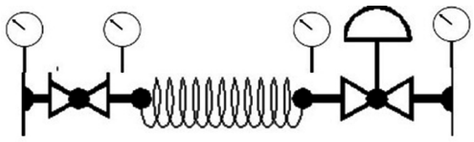


Figure 7

ใน Figure 1 แสดงรูปของ Air handling unit ที่มี Balancing valve และ Control valve รวมถึง Strainer และท่อน้ำที่ต่อแยกออกจาก Riser CHS ไปจนถึง Riser CHR เมื่อน้ำเย็นไหลผ่านก็จะทำให้

เกิดความดันตกคร่อมของอุปกรณ์ทั้งหมดรวมกัน ที่เรียกว่า Terminal head

Terminal head จริงจะเป็นเท่าไรนั้นก็ขึ้นกับ Flow จริงของน้ำเย็นขณะนั้น ค่าคงที่ (ค่า K ในสมการ parabola หรือค่า Cv ใน Equation 2) ของอุปกรณ์แต่ละตัวไม่มีการเปลี่ยนแปลง จะมีก็แต่ของ Control valve ซึ่งเปลี่ยนไปตามความต้องการตาม load

Balancing valve มีไว้เพื่อปรับแต่ง Flow ของน้ำเย็นในขณะเริ่มเดินเครื่อง เพื่อให้น้ำเย็นไหลไปเข้าแต่ละ Branch หรือแต่ละ AHU ตามการปรับแต่ง (Balancing) เมื่อเริ่มเท่านั้น หลังจากนั้นก็เป็นหน้าที่ของ Control valve ที่จะหรี่ หรือลดFlow ให้เป็นไปตาม load หรือการควบคุม

การออกแบบหรือเลือกใช้ Control valve จะต้องพิจารณาค่า Closed off rating (ความดันตกคร่อม control valve สูงที่สุดที่ valve ยังสามารถปิดได้สนิท) ซึ่งก็คือผลต่างความดันระหว่าง Riser ของ CHS และ CHR เมื่อ valve ปิดสนิท และจะมีค่ามากถ้าอยู่ใกล้กับปั๊มน้ำเย็น นอกจากนี้ขนาดของ valve ยังต้องพอเหมาะสมกับ load จริงเพราะหากใหญ่เกินไปจะไม่สามารถควบคุม Flow เมื่อ load น้อยๆ ได้อย่างแม่นยำ

ในปัจจุบันมี Control valve ที่ฉลาดและแก้ปัญหาได้หลายอย่าง บางชนิดมี Balancing valve ควบอยู่ด้วยกัน ในที่นี้จะไม่กล่าวถึง แต่จะต้องเข้าใจว่า การที่จะลด Flow ของน้ำเย็นที่ผ่าน Terminal นั้นหนีไม่พ้นการเพิ่มความฝืดหรือเพิ่มความดันตกคร่อมระหว่างสอง Risers (หรือความดันตกคร่อมของทั้ง Terminal) นั้น

control valve ที่จะกล่าวต่อไปนี้ จะสมมุติว่า มันมีความสามารถและทำหน้าที่มันได้อย่างสมบูรณ์ คือการเพิ่มความฝืดเพื่อ ลดFlowให้เป็นไปตามload ที่ลดลงจาก full load

System head loss

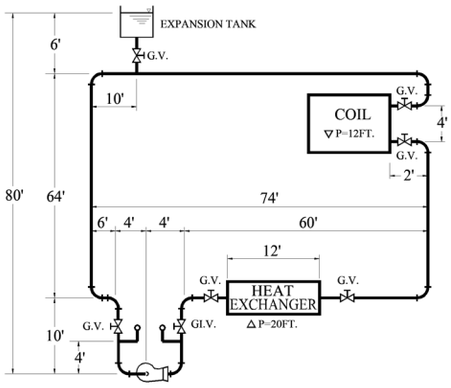


FIG. 21-PUMP SYSTEM TOTAL HEAD AND PUMP CASING WORKING PRESSURE

Figure 2

System head loss คือ head ของปั๊มน้ำที่สามารถขับดันน้ำให้ไหลเวียนจาก discharge ของปั๊มออกไปสู่ Riser CHS ไปจนถึง Terminal หรือ Branch ที่ไกลที่สุดได้พอเพียงแล้วไหลกลับผ่าน Riser CHR จนกลับมาถึง suction ของปั๊ม System head จึงสามารถแบ่งเป็นส่วนใหญ่ๆได้คือ

1. Head loss ตั้งแต่ออกจากปั๊มสู่ Riser CHS ขึ้นไปจนถึง ก่อนแยกเข้า terminal ไกลที่สุด รวมกับที่ Riser CHR ที่ออกจาก terminal ไกลที่สุดนั้นลงมาถึงปั๊มน้ำ

2. Head loss ที่เกิดขึ้นที่ terminal ไกลที่สุด ตั้งแต่แยกออกจาก Riser CHS เข้าสู่ Terminal จนออกมาสู่ Riser CHR

จะสังเกตว่า Pressure Dropที่ Terminals อื่นๆ ไม่เกี่ยวข้องกับ Head ของปั๊มโดยตรง และคำว่า terminal ไกลที่สุดหมายถึง Head loss ทั้ง 2 ข้อที่รวมกันแล้วได้มากที่สุดหลังจากการปรับแต่ง balancing แล้ว

Water horse Power

คือพลังงานที่สะสมอยู่ในน้ำ มีทั้งพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ที่ได้รับมาจากปั๊มน้ำ ซึ่งในท่อน้ำระบบปิดนี้ จะมีค่าเท่ากับพลังงานที่สูญเสียไปกับความฝืดตามสมการ (Energy loss) = อัตตราไหล (Flow) × ความฝืด (PD) (Friction loss) (Equation 3)

$$W_{hp} = \frac{Qx\Delta P}{3960}$$

$$W_{hp} = Power\ loss = Water\ horse\ power$$

$$\Delta P = h\ \alpha\ V^2\ \alpha\ Q^2$$

$$\left(Whp\ \alpha\ Q^3\right)$$

$$\therefore Bhp = \frac{gpm. \times head \times s.g.}{3960 \times pump^{eff}}$$

$$Q = Flow\ rate = gallon\ /\ min$$

$$\Delta P = h = Pressure\ drop = Ft.(H_2O)$$

$$V = Velocity$$

Equation 3

หรือกล่าวได้ว่า พลังงานที่สูญเสียไปเพราะความฝืด มีค่าเท่ากับ Flow ยกกำลัง 3 หรือ ไม่ว่าที่ใดก็ตามที่มี Flow และเกิด PD ขึ้น ที่นั้นย่อมสูญเสียพลังงานไปเป็นผลคูณของทั้งสองค่า

Pumping Kw

คือพลังงานที่ต้องใช้ทั้งหมด Wire to water ซึ่งรวมถึงที่สูญเสียไปที่ตัวขับ (Invertor), ที่มอเตอร์ และที่ปั๊มน้ำ ตาม Equation 4

$$Kw\ input = \frac{Q \times h}{5308 \times \eta_p \times \eta_E or \eta_{WW}}$$

Q = *Water System Flow in Gallons / minute*

h = *Water system Head in Ft.*

η_p = *Pump Efficiency*

η_E = *Motor Efficiency for Constant speed Pumps*

η_{WW} = *Wire to Shaft Efficiency for Variable speed Pumps*

Equation 4

ในการคำนวณจริง จะต้องรู้ค่าประสิทธิภาพของทั้งมอเตอร์ ปั๊ม และตัวขับที่แต่ละรอบต่างๆกัน แล้วหาจุด best efficiency point & Line

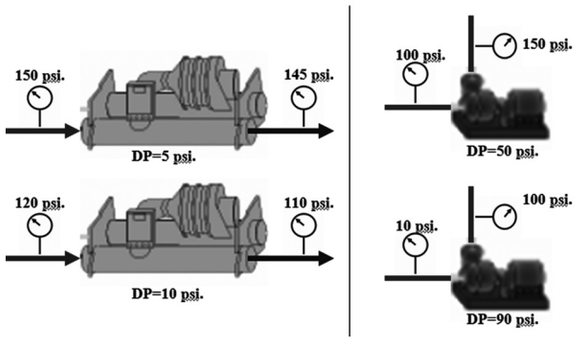


Figure9

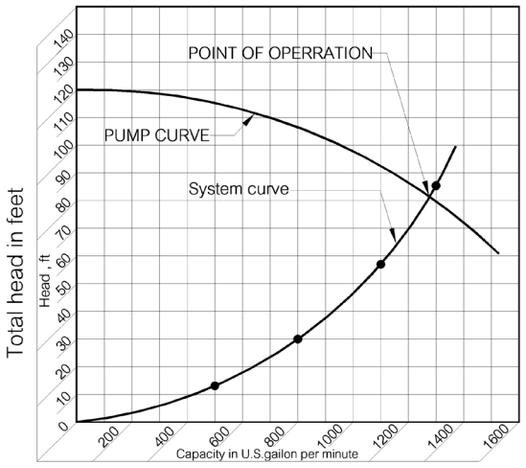
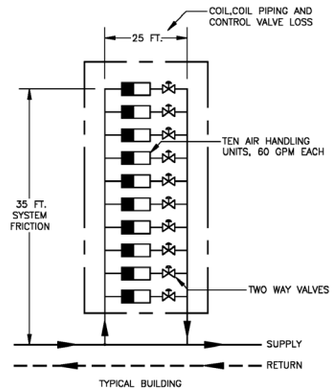


Fig.3 Centrifugal pump and system head Chavacteristics VS. head flow

Figure10

System curve ของระบบจะเป็นรูป parabola ตามสมการของ DARCY-WEISBACH EQUATION ส่วนของปั๊มน้ำนั้นจะเป็นไปตามที่ผู้ผลิตสร้างขึ้นมาจากการทดสอบจริง จุดทำงานของมันคือจุดที่ curve ทั้งสองตัดกัน

System curve ใน Figure 10 ได้มาจากแบบจำลองใน Figure 11 โดยค่อยๆ เพิ่ม load ที่ AHU แต่ละเครื่องเท่าๆกัน (Uniform loading)



a. Uniformly loaded building
40% load on each air handling unit.

Figure 11

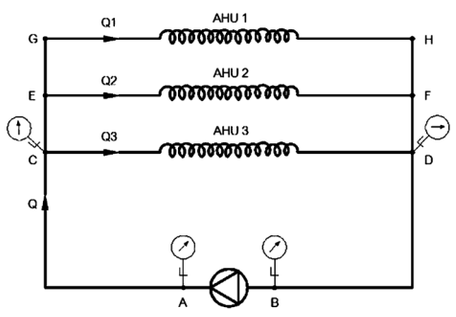


Figure12

ใน figure 12 เป็น Single line diagram จาก Figure 11 Pump head มีค่าเท่ากับ Friction จากจุด A รวมกับ CHS riser จาก C ถึง G รวมกับ Terminal AHU 1 รวมกับ CHR riser จากจุด H-D ลงมาถึงปั๊มที่จุด B

Power loss ที่เกิดขึ้นที่ Valve (Balancing or control valve)

การหรี่ Valve=การเพิ่มDynamic head loss

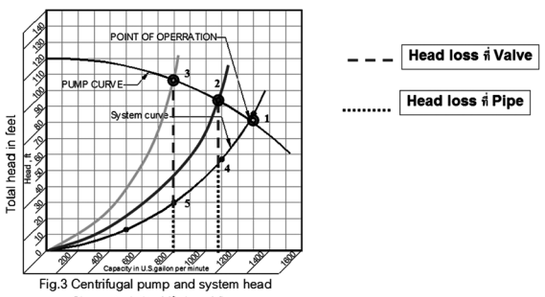
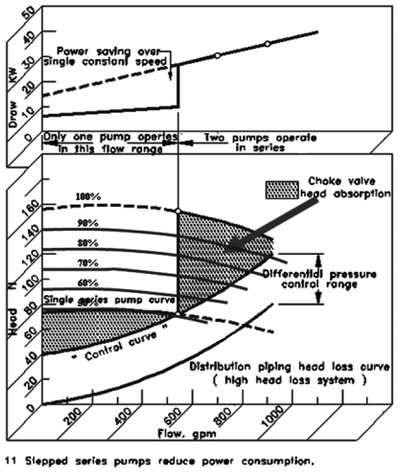


Fig.3 Centrifugal pump and system head
Chavacteristics VS. head flow

Figure 13

จาก Figure 13 และสมการ Equation 4 curve ที่ผ่านจุด 1-4-5 เป็น System curve (หรือ curve ของ terminal) การทำงานโดยไม่หรี่ valve เลย คือจุดตัดของ pump curve กับ system curve ที่จุด 1 (PD ของ valve เมื่อเปิดหมดรวมอยู่ใน System curve) เมื่อ valve หรี่ มันจะสร้าง PD หรือความฝืดที่ตัวมันเพิ่มขึ้น จุดทำงานของปั๊มจะเลื่อนจากจุดที่1 มาที่จุด 3 เส้นดิ่งจากจุด 3 ถึงจุด 5 แทนค่า PD ที่เพิ่มขึ้นที่ตัว valve (105-30 ft) ส่วน PD และ Flow ของ System จะลดลงจากจุด 1 (80 ft, 1300 gpm) มาเป็นที่จุด 5 (30 ft, 800 gpm) กำลังที่ใช้ $Pump\ kw = \frac{105\ ft\ X\ 800\ gpm}{5308}$ = 15.8 kw ซึ่งสูญเสียไปที่ $Valve = \frac{(105-30)\ ft\ X\ 800\ gpm}{5308}$ = 11.3 kw และสูญเสียไปที่ระบบ = $\frac{30\ ft\ X\ 800\ gpm}{5308}$ = 4.5 kw

กล่าวได้ว่าทุกแห่ง ตราบใดที่มี Flow & PD ก็จะมีการสูญเสีย (Power lost) เกิดขึ้น แต่การสูญเสียในระบบส่งน้ำ (ความฝืดในระบบ) ที่จำเป็นต้องเสียไปเพื่อการส่งกระจายน้ำเย็น หรือที่เกิดเพิ่มขึ้นที่ control valve เพื่อควบคุม Flow และที่ Balancing valve ก็เพื่อการแบ่งการกระจายน้ำ ก็เป็นความจำเป็นที่ต้องมี แต่หากสามารถลด Flow & PD ด้วยวิธีการเจียรใบหรือลดรอบการทำงานของปั๊ม ก็จะประหยัดพลังงานได้มากตาม Figure 14



11 Stepped series pumps reduce power consumption.

Figure 14

Flow balance

การ balance มีเพื่อการแบ่งกระจายน้ำได้แก่ที่

1. Terminals(AHU)
2. Branches
3. Building

มีหลักการคล้ายๆกัน ส่วนการ balancing แต่ละระบบการไหลและการต่อท่อน้ำไม่เหมือนกัน ดังนี้

1. Constant Flow
2. Variable Flow
   a. Direct return piping
   b. Reverse return piping

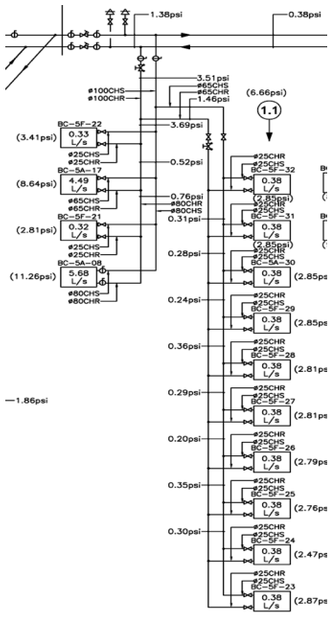


Figure 15

Constant Flow

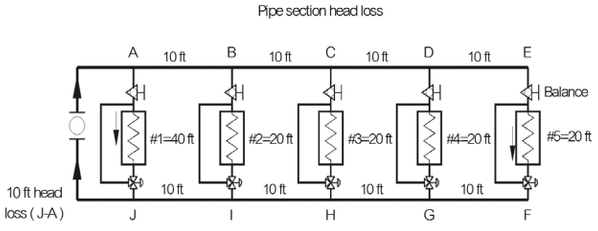
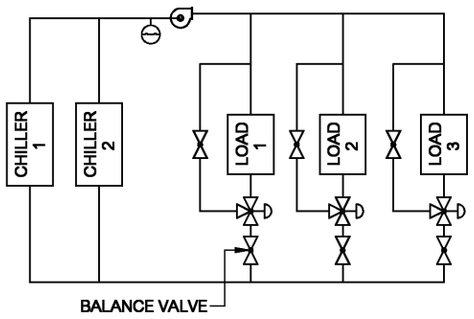


Figure16

ใน Figure 16 เป็นรูปก่อนการ balance การทำงานของระบบ constant flow คือการที่ทำให้ Flow ของน้ำเย็นผ่าน Terminal คงที่ตามที่เครื่อง AHU ต้องการเมื่อ load สูงที่สุดตามที่ออกแบบไว้ตลอดเวลา การลด Flow เมื่อ unload ด้วยวิธีปล่อยให้น้ำส่วนเกินไหล bypass ผ่านคอยล์ของ AHU ไปด้วยการใช้ 3-way valve ตาม Figure 17



Constant Flow Chilled Water System

Figure17

การที่จะทำให้ปั๊มน้ำเย็นส่ง Flow ให้คงที่จะต้องรักษา head ของระบบให้คงที่ ด้วยการทำให้ Flow ของน้ำเข้าแต่ละ terminal คงที่ รวมถึงรักษา head ของระบบให้คงที่ด้วยการติดตั้ง balancing valve ที่ท่อ bypass ตาม Figure17 แล้วปรับ pressure drop ขณะน้ำ bypass ให้เท่ากับเมื่อน้ำผ่าน coil ของ AHU

จาก Figure 16 ก่อนปรับ balancing valve ของ Terminals น้ำจะไหลเข้าวงจร (loop) ที่มี pressure drop น้อย มากกว่า loop ที่มี PD มาก คือ PD ของ loop ที่ผ่าน Terminal#1 = 40+10 =50

Terminal#2 = 10+20+10+10=50

Terminal#3 = 10+10+20+10+10+10=70

Terminal#4 = 10+10+10+20+10+10+10+10

= 90

Terminal#5 = 10+10+10+10+20+10+10+ 10+10+10 = 110

หน่วยเป็น ft น้ำ จะเห็นว่าน้ำจะไหลเข้า Terminal ต้นๆทาง (PD=50 ft) มากกว่าปลายทาง (PD=110 ft) ฉะนั้นน้ำเย็นจึงไหลไปที่ปลายทางน้อยกว่า ทำให้ PD รวมของระบบน้อยลง ปั๊มน้ำจึงเพิ่ม Flow ขึ้นอาจทำให้ over load ได้ขณะนั้น

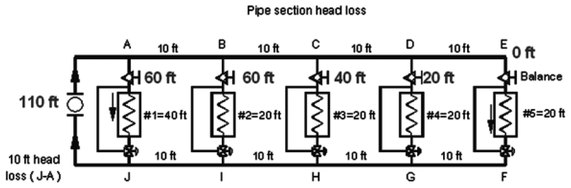
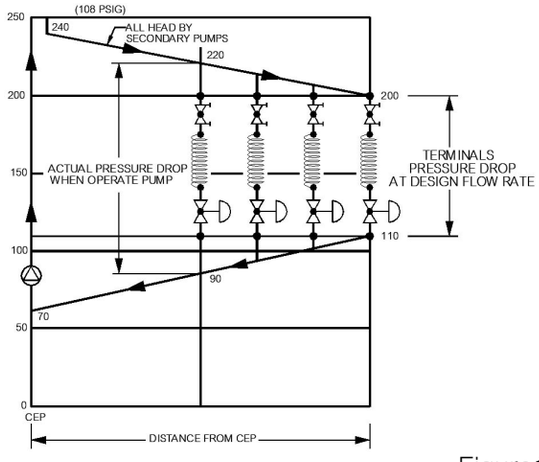


Figure18

การ balance ทำได้ด้วยการหรี่ balancing valve ที่หน้าเครื่องให้แต่ละ loop มี PD เท่ากันและน้อยที่สุด ตาม Figure 18 ตั้งข้อสังเกตว่า PD ของ loop ที่มีค่ามากที่สุดควรเปิด balancing valve กว้างที่สุดหรือไม่จำเป็นต้องใส่เลยก็ได้ (ในตัวอย่างนี้คือ AHU#5 = 110 ft) จากนั้นก็เพิ่ม PD ของ loop อื่นๆ ให้มีผลรวมเป็น 110 ft เท่าๆกัน เป็นการทำให้ทุก terminal มีโอกาสได้รับน้ำเท่าๆกัน อาจทำด้วยการคำนวณ หรือการเดินปั๊มน้ำแล้วปรับ balancing valve ให้แต่ละ AHU ได้รับน้ำตามที่ออกแบบไว้ก็ได้



b. Hydraulic gradient diagram

Figure19

ตาม Figure 19 สมมุติว่าแต่ละ Terminal มี PD =200-110=90 ft เท่ากัน การที่จะทำให้น้ำมีโอกาสไหลเข้า Terminal เท่าๆกัน คือต้องทำให้ PD จากต้นทางผ่านTerminalและไหลกลับเท่าๆกันทุก loop ในที่นี้คือ (250-200=50)+(200-110=90)+(110-70=40) = 180 ft (Pump head) แต่ใน Terminal แรก มี PD=(200-110=90)+(250-220=30)+(90-70=20) = 140 ft

นั่นคือหากเป็นระบบ constant flow (เปลี่ยน 2-way เป็น 3-way valve) จะต้องปรับ balancing valve Terminal แรก ให้มี PDที่ตัวมันเพิ่มขึ้น = 180-140=40 ft (หรือเท่ากับ (220-200=20)+(110-90=20) = 40 ft) และทำเช่นนี้กับทุก terminal ในกรณีที่ เราไม่ได้ทำการปรับแต่ง balancing valve แต่อย่างใด เมื่อ control valve ทุกเครื่อง สามารถควบคุม Flow ให้เป็นไปตาม Designed full load flow แล้ว (สมมุติว่าเกิดขึ้นพร้อมกัน) PD ส่วนที่ได้ปรับให้เกิดขึ้นที่ balancing valve (ตามวิธีปรับในระบบ constant flow) จะเกิดขึ้นที่ control valve แทน โดยการสมมุติแต่แรกว่า control valve มีความสามารถควบคุม flow ได้ตามที่ต้องการ

จากที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้เข้าใจได้ว่า ในระบบ constant หรือ variable flow ก็ตาม ตัว control valve ตามจินตภาพ จะต้องมีความสามารถสร้าง PD ที่ตัวมันเพื่อควบคุม flow ได้เสมอ การสูญเสียพลังงานจำเป็นต้องเกิดขึ้นไม่ที่ตัว balancing valve ก็ต้องเกิดที่ control valve หรือทั้งสองที่อย่างแน่นอน และเป็นการยากที่จะคาดหรือคำนวณว่า พลังงานที่สูญเสียที่เกิดขึ้นในการควบคุม flow จะเป็นเช่นไร แต่เมื่อสามารถลด flow & PD ผ่านแต่ละ terminal ได้แล้ว ทำให้ flow & PD รวมในท่อเมนส่งและกลับของน้ำ และ Riser ลดลงได้แน่นอน

นอกจากนั้น การที่ ลด flow & PD รวมของระบบได้ สิ่งที่ได้ตามมาอีกอย่างคือ พลังงานที่สูญเสียไปที่ Terminal และอุปกรณ์ประกอบของมัน รวมถึง control valve จะลดลงด้วยเนื่องจาก PD ตกคร่อมที่แต่ละ Terminal น้อยลง (แต่ Flow ยังเป็นไปตามที่มันควบคุม)

ฉะนั้น การใช้ variable speed pump จึงคำนึงถึงการลด flow ตามท่อเมนและ riser เป็นสำคัญ (ลดได้ทั้ง head & flow หรือ flow ยกกำลัง 3)

Variable Flow with Direct Return piping

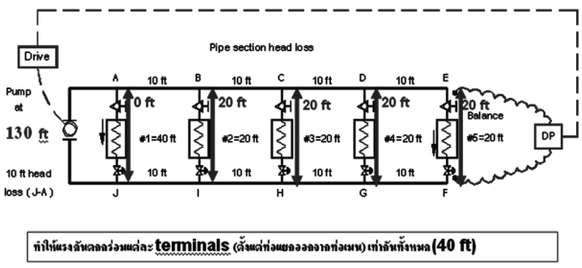


Figure 20

หลักการ Balancing (Figure20)

1. คำนวณ PD จากจุดแยกออกจาก Riser CHS ผ่านแต่ละTerminal จนกลับไปที่ Riser CHR โดยใช้ค่า Designed Full load flow

2. ปรับ balancing valve ของทุก Terminals ให้มี PD เท่ากับ Terminal ที่มี PD สูงที่สุดซึ่งก็คือ #1=40ft (ที่ Designed Full load flow ของแต่ละ Terminals) จึงต้องเพิ่ม PD ของ balancing valve Terminal#2-5 เท่ากับ 20 ft ทำให้ PD แต่ละ Terminal เท่ากับ 40 ft

เพื่อใช้เป็นค่า Differential Pressure (DP) เดียวกันในการควบคุมรอบโดย vsd (แตกต่างจาก constant flow ที่ต้องปรับให้แต่ละ loop มี PD เท่ากับ loop ไกลที่สุด)

เมื่อเริ่มเดินเครื่อง control valve ทุกตัวจะเปิดกว้างที่สุด เพราะ AHU ต้องการ Flowที่ full load น้ำจะไหลเข้าเครื่องที่อยู่ใกล้ก่อน PD ที่ terminal ใกล้ก็จะมากเกินกว่าที่ designed full load ทำให้มันทำความเย็นได้รวดเร็วกว่า จึงเริ่มลด flow โดย control valve ทำให้น้ำเริ่มไหลไปที่เครื่องที่ไกลถัดออกไปมากขึ้น จนถึงเครื่องสุดท้าย นั่นคือเครื่องที่อยู่ไกลจะได้รับน้ำในการทำความเย็นช้ากว่า โดยเฉพาะเครื่องไกลที่สุด แต่แลกกับสิทธิ์ที่มันเป็นเครื่องที่มีหน้าที่ควบคุมรอบของของปั๊มน้ำเย็น โดยมันจะสั่งปั๊มให้เดินรอบสูงที่สุดถ้า PD ตกคร่อมมัน ยังน้อยกว่าที่ตั้งค่าไว้ (อันหมายถึงว่า Flow ยังไม่เท่ากับที่ Full load Flow) และเมื่อต้องการลด Flow Control valve เริ่มหรี่เพื่อเพิ่ม PD ทำให้ Differential Pressure sensor (DP) วัดค่าได้มากกว่าที่ตั้งไว้ จึ่งสั่งลดรอบปั๊มลง

หมายเหตุ ลดปัญหาน้ำเข้าเครื่องต้นๆ มากเกินเมื่อเริ่มเดินระบบ ด้วยการติดตั้ง Automatic balancing valve ซึ่งมีหน้าที่จำกัด Flow สูงที่สุดไม่เกินจาก Full load Flow

การประหยัดพลังงานของปั๊มน้ำเย็นเมื่อเปรียบเทียบกับระบบ constant flow ได้แก่

1. ให้สังเกตการปรับ PD ของ balancing valve ใน constant flow ที่มีวัตถุประสงค์ให้ PD ของแต่ละ loop เท่ากัน ทำให้ PD ของ balancing valve จะมากกว่า PD ใน variable flow ที่ปรับเพียงให้แต่ละ Terminal เท่ากัน เป็นเหตุให้ระบบ variable flow ประหยัดพลังงานได้ดีกว่า

2. การลดรอบปั๊มของ vsd ทำให้ flow และ PD ในท่อเมนและ riser CHS,CHR ลดลงอย่างเห็นได้ชัด

3. แต่จากวิธีการ Balancing ของระบบ vairable flow แบบตรงๆ ทำให้ Pump head ของระบบ

variable flow =130 ft ซึ่งสูงกว่าระบบ constant flow (110 ft)

ข้อสังเกตุ

1. การ balancing ในระบบ variable flow นี้ หากทำด้วยวิธีเดินปั๊มน้ำแล้วปรับแต่ง balancing valve ของแต่ละเครื่อง ให้ flow ไหลผ่านเข้าทุกเครื่องเท่ากับ designed full load flow ก็จะเป็นวิธีเดียวกับการปรับใน constant flow ซึ่งจะทำให้ PD ผ่าน balancint valve เครื่องต้นๆมากขึ้น เพื่อเป็นการแบ่งโอกาสรับน้ำของทุกเครื่องให้เท่ากันและการสิ้นเปลืองพลังงานมากขึ้นที่ทุกๆ balancing valves แต่เมื่อความเย็นได้แล้ว control valve ก็จะเริ่มลดน้ำด้วยการสร้าง PD ขึ้นมา

2. การปรับ balancing valves ต้องทำด้วยการคำนวณ โดยคำนวณ PD ตกคร่อมทุกๆ Terminal แล้วปรับให้เท่ากัน ด้วยการคำนวณว่าต้องหมุน balancing valve ปิดกี่รอบ จึงจะสร้าง PD ให้เท่ากันทุกTerminal(เมื่อน้ำผ่านเท่ากับ full load)

3. ความสิ้นเปลืองพลังงานในข้อ 1. มิได้เกิดขึ้นตลอดเวลา เพราะเมื่อเครื่องเริ่มต้องการน้ำลดลง ถ้าไม่มี PD ที่ balancing valve ตัว control valve ก็ต้องสร้างเพิ่มขึ้นแทนเพื่อลด Flow อยู่ดี

4. ความสามารถของ control valve ในการควบคุม Flow จะไม่แม่นยำ หาก differential pressure ตกคร่อม Terminal มากขึ้นและเปลี่ยนแปลงบ่อยๆ จนถึงไม่สามารถปิดได้ (Closed off rating ไม่พอเพียง)

5. จากวิธีปรับให้ PD ผ่าน Terminal ให้เท่ากันโดยปรับเพิ่ม PD ที่ balancing valve ให้ PD ของ Terminal ที่น้อยกว่า ให้เท่ากับ Terminal ที่มากที่สุด ถ้าหาก PD ที่มากที่สุดไม่ได้เป็น Terminal ที่ไกลที่สุดแล้ว ก็จะเป็นการเพิ่ม Pump head ให้แก่ปั๊ม ดังตัวอย่างใน Figure 20 ซึ่งในกรณีนี้ ไม่มีความจำเป็นต้องปรับเพิ่ม PD (20 ft) ที่ Terminal#5 ซึ่งไกลที่สุดก็ได้ และของ #4,3 ก็เช่นเดียวกัน แต่อาจมีความจำเป็นต้องปรับเพิ่ม PD ของ Terminal #1,2 ด้วยซ้ำ เพราะใกล้ปั๊มน้ำผ่านเข้ามากเกินไป

6. ในระบบที่ซับซ้อน มี Branch มากๆ และใช้วิธีปรับแต่ง balancing valve ของ Branch ในทำนองเดียวกับของ Terminal ถ้า PD ที่มากที่สุดไม่ใช่ของ Branch ไกลที่สุด ก็จะเป็นการเพิ่ม Pump head ขึ้นเรื่อยๆทุกครั้งที่มีการปรับ(ปรับที่ Branches ต่างๆ เหมือนว่าแต่ละ branches เป็น AHU)

7. จาก Figure 20 การปรับให้ Terminal head เท่ากันเพื่อวัตถุประสงค์ว่า ถ้า Terminal ไกลที่สุดไม่ได้ทำงาน (control valve ปิด ไม่มี Flow) Differential Pressure sensor ก็จะวัด PD ของ Terminal ที่ไกลรองลงมาซึ่งก็มีค่าเท่ากัน

8. ไม่มีความจำเป็นอะไรในการต้องปรับ Terminal ใกล้ๆ ให้มี DP เท่ากับค่าของตัวปลายๆ เพราะคงจะไม่มีการปิดเครื่องตัวปลายๆ ไล่มาหลายๆ เครื่องจนถึงตัวใกล้ อย่างไรเสีย Terminal ที่อยู่ใกล้ก็จะได้รับน้ำมากว่าตัวไกลอยู่แล้ว หากมีการลด flow ก็เป็นหน้าที่ของ control valve ที่สามารถทำได้อยู่แล้ว หรืออาจปรับเพิ่ม PD ของ balancing valve ของตัวใกล้ได้บ้าง เพื่อให้น้ำไหลเข้าน้อยลงเมื่อเริ่มเปิดเครื่อง เป็นการแบ่งเบาน้ำให้ไหลไปตัวไกลมากขึ้น

9. Pump head ในระบบ Constant flow (Figure 18) ซึ่งมี Pump head = 110 ft แต่ในระบบ Variable flow (Figure 20) สูงกว่าคือ=130 ft นั้น เพราะยึดวิธี Balancing อย่างตรงไปตรงมาตามข้อ 5 และข้อ 7 แต่จากที่กล่าวในข้อ 8 หากเราไม่ปรับเพิ่ม PD ของ balancing valve ของ Terminal# 3,4,5 ก็จะทำให้ Pump head ลดลงมาเหลือเพียง 110 ft เท่ากับระบบ

constant flow และก็เป็นการเพิ่มโอกาสการได้รับน้ำมากขึ้นเพราะ head ของมันน้อยลง (เพราะเดิมเราสร้าง PD ที่ balancing valvew ไว้เท่ากับ 20 ft)

10. และคล้ายกันกับข้อ 9. เมื่อเป็นระบบที่ซับซ้อน (มี Branch มาก) ก็ไม่จำเป็นต้องปรับ PD ให้เท่ากับ Branch สูงสุด ก็จะไม่ต้องเพิ่ม Pump head ดังเหตุผลที่กล่าวมาข้างต้น

11. ที่สำคัญและต้องคำนึงถึงให้มาก คือเรื่องของ Peak load ที่เกิดขึ้นที่เครื่องอื่นๆ ในขณะที่เครื่องที่ควบคุม vsd (เครื่องไกลที่สุด) กำลัง low load ลดรอบปั๊มน้ำอยู่ จะทำให้น้ำเข้าเครื่องที่กำลัง Peak load ไม่พอเพียง เช่น ขณะที่เครื่องไกลสั่งลดรอบของปั๊มน้ำ แต่เมื่อเริ่มเปิดเครื่องในห้องจัดงานเลี้ยงตอนเย็น ซึ่งต้องการ flow มาก ก็จะเกิดปัญหาขึ้น แต่ถ้าหากห้องจัดเลี้ยงอยู่ใกล้ปั๊ม อาจไม่เกิดปัญหา เพราะ PD คร่อมตัวมัน มีมากพอ แต่หากอยู่ไกลออกไปย่อมต้องเกิดปัญหาขึ้นได้

12. ภาระเหล่านี้ตามข้อ 11 ผู้ออกแบบ และผู้ควบคุมระบบของอาคาร ต้องทราบและเข้าใจในพฤติกรรมการใช้งานของระบบแต่ละเครื่องหรือ Branch และแก้ปัญหาด้วยความเข้าใจ

13. Differential Pressure sensor ซึ่งคุมการทำงานของปั๊มน้ำนั้นไม่จำเป็นต้องมีเพียงตัวเดียว อาจมีหลายตัวเพื่อวัดในแต่ละเครื่อง (Terminal) หรือแต่ละโซน (Branch) ได้ แล้วสร้างคำสั่งให้มันวิเคราะห์และทำงานตามที่เราต้องการ แต่ว่าควรเป็นเครื่องที่ทำงานใกล้เคียงกันในเรื่องของเวลา Peak load และ Down load

14. ขอให้สังเกตว่าถ้าใช้ 2-way valve เมื่อเริ่มเดินเครื่อง น้ำผ่านแต่ละ terminal จะเกิด PD ขึ้นที่ balancing valve ค่าหนึ่ง และก็เกิดขึ้นที่ control valve ด้วย แต่เมื่อ control valve เริ่มลด flow น้ำผ่าน terminal น้อยลง ทำให้ PD ตกคร่อม balancing valve น้อยลงเรื่อยๆ แต่ที่ control valve จะมากขึ้นเรื่อยๆ จนถึงเมื่อมันปิดสนิท ไม่มี flow ไหลผ่าน PDตกคร่อมที่ balancing valve จะไม่มี แต่ก็มาเกิดที่ control valveทั้งหมด ซึ่งก็จะเท่ากับ differential pressure ของ riser ส่งและกลับ (ซึ่งสูงที่สุด) ฉะนั้นจึงจำเป็นต้องเลือก control valve ให้เหมาะสม (closed off rating และ flow rate ของมัน)

VARIABLE FLOW WITH REVERSE RETURN PIPING BALANCE

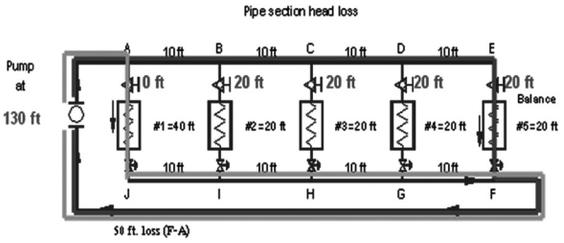
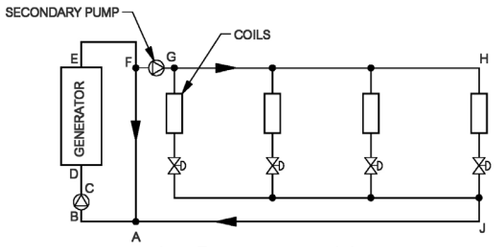


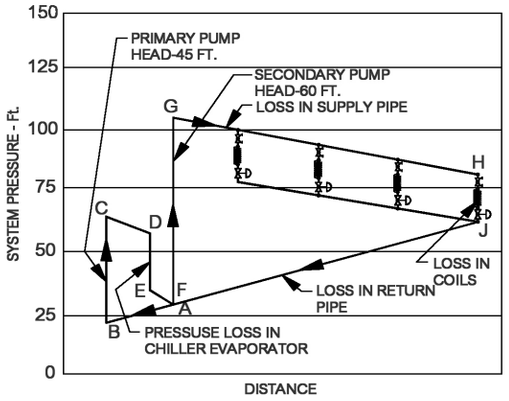
Figure 21

ใน Figure 21 เป็นการต่อท่อน้ำกลับแบบ Reverse return pipe จะเห็นว่าระบบจะมี PD เพิ่มขึ้นเป็น 130 ft เมื่อเทียบกับระบบ Direct return pipe และต้นทุนในการสร้างก็เพิ่มขึ้นด้วยที่ท่อน้ำเย็น



b. Reverse return piping.

Figure 22



d. Pressure gradient for a reverse return system.

Figure 23

ใน Figure 23 เป็นรูปแสดง Pressure gradient ของการต่อท่อน้ำแบบ Reverse return pipe (Figure 22) จะเห็นได้ว่า หากตั้ง Balancing valve ให้ PD ตกคร่อม Terminal ทุกเครื่องเท่ากันแล้ว จะทำให้ PD ของ loop ที่ผ่านทุกเครื่องเท่ากันหมด ทำให้การ balancing เป็นเรื่องง่าย และเครื่องมีโอกาสในการรับน้ำเท่ากัน แต่ก็ต้องมีการเพิ่ม head และต้นทุนสร้างที่สูงกว่า

Pressure drop ที่ Balancing valve

ในระบบ constant flow จะมี PD เกิดขึ้นที่ balancing valve ก่อนถึง 3-way control valve เมื่อกำหนดให้มี Flow ที่คงที่ ฉะนั้น ความสิ้นเปลืองพลังงานจะเกิดขึ้นเนื่องจากตัวแปรสองตัวนั้น แต่ก็เป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ เพราะมันทำหน้าที่แบ่งน้ำเย็นไปให้แต่ละ AHU เท่าเทียมกันตามที่มันต้องการ อัตราไหลรวมและ head ของปั๊มก็คงที่ จึงใช้พลังงานไปอย่างคงที่ด้วย แต่เป็นการสิ้นเปลืองแน่นอนหากมี Balancing valve ที่เกินจำเป็นเกิดขึ้น เช่นที่ท่อเมนส่งน้ำเพื่อสร้าง PD เพื่อเป็นการลด Flow ในระบบแล้ว ควรกำจัดมันทิ้งไป ด้วยการเจียรใบปั๊มเพื่อลดทั้ง Flow และ Head ของปั๊มน้ำลง

เมื่อมีการนำ vsd มาใช้ในระบบ Variable Flow เพื่อลดรอบการทำงานของปั๊มลง ทำให้ลดได้ทั้ง Flow และ head ลงก็ทำให้เกิดการประหยัดพลังงานได้

การเริ่มประหยัดพลังงานของระบบ Variable Flow เริ่มต้นจากการนำ 2 way valve มาใช้แทน 3 way valve เพื่อลด Flow ลง ตามความจำเป็นของการใช้งานของเครื่องแต่ละเครื่อง ด้วยการเพิ่ม PD ของมัน ถ้าสมมุติว่า 2 way valve สามารถควบคุม Flow ได้ตามต้องการอย่างไม่มีข้อจำกัด ก็ไม่มีความจำเป็นต้องมี Balancing valve ที่แต่ละ Terminal หรือแต่ละ Branch

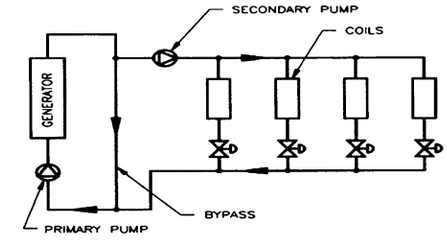
แต่เพราะต้องการ Balance น้ำเพื่อการแบ่งน้ำให้สู่ส่วนต่างๆ อย่างไม่ทำให้เกิดปัญหา จึงมีความจำเป็นต้องมี balancing valve

การมี Flow & PD ที่ Balancing valve ที่ terminals หรือที่หน้าเครื่อง AHU ไม่ถือว่าเป็นการสิ้นเปลืองพลังงานถ้าหากปรับแต่งไว้ให้แต่ละตัวมี PD น้อยที่สุดหรือเท่าที่จำเป็นเท่านั้น เช่น ถ้าปรับไว้ต่ำ น้ำจะไหลเข้ามาก แต่สุดท้าย control valve ก็จะหรี่เพื่อลด flow คือถ้า PD ไม่เกิดขึ้นที่ Balancing valve ก็ต้องเกิดเพิ่มขึ้นที่ Control valve แทน หรือ ถ้าปรับไว้มี PD มากไปแต่ได้flow ยังเกินกว่า designed flow หมายถึงมันทำหน้าที่แบ่งน้ำไปให้หน่วยอื่น โดยตัวมันเอง flowไม่มากเกินไป

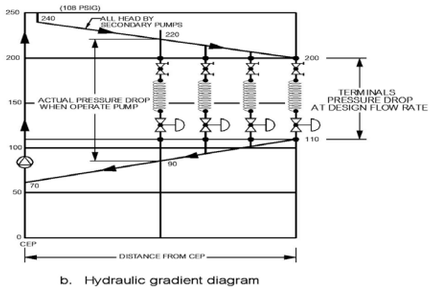
เดิมเชื่อกันว่า ควรควบคุม Flow ที่ผ่าน cooler ของ chiller ให้คงที่ เพราะเรื่อง Safty & Performance ของเครื่อง จึงแบ่ง Flow ออกเป็น Primary Flow ซึ่งคงที่ แต่ ไหลผ่านเพียงระบบใน Chiller Plant ทำหน้าที่โดย Primary Pump ทำให้ head น้อยลง ก็ประหยัดพลังงานได้ส่วนหนึ่ง และที่ได้มากคือ Secondary Flow ทำโดย Secondary Pump สามารถลดลงได้ตามความจำเป็น ทั้งในด้านของ Flow & Head

Pump Head

Head ของ Pump ที่ทำหน้าที่ส่งกระจายน้ำเย็นแบ่งเป็น 2 ส่วนใหญ่ๆได้แก่



a. Primory/secondary system.



b. Hydraulic gradient diagram

Figure 24

1. Distributed Head (or Transportation, transmission Head) เป็นสิ่งจำเป็นที่ต้องมีไว้เพื่อการส่งกระจายน้ำไปส่วนต่างๆ

2. Terminal head (ไกลที่สุด) เพื่อการควบคุม Flow ให้เป็นไปตามที่ต้องการของเครื่อง

การประหยัดพลังงาน คือการลด Transmission head ด้วยการลด Flow ให้มีเท่าที่จำเป็นในการใช้งานเท่านั้น เพราะว่า head แปรผันตาม Flow ยกกำลังสอง และสามารถลดพลังงานที่ปั๊มได้เท่ากับผลคูณของ Flow & Head $\left(Whp \ \alpha \ Q^3\right)$

Chilled water distribution system (การส่งกระจายน้ำเย็น)

การส่งกระจายน้ำเย็นมีหลายวิธี หลักที่ใช้กันส่วนใหญ่มีดังนี้

- Constant volume Primary systems
- Constant volume primary system with bypass valve for existing chillers
- Variable Volume Primary pumps system
- Primary-Secondary pumps system
- Primary-Secondary-Tertiary pumps system
- Primary-Secondary & Booster pumps system
- Primary-Distributed pumps system

Constant volume Primary systems with 3 way valve

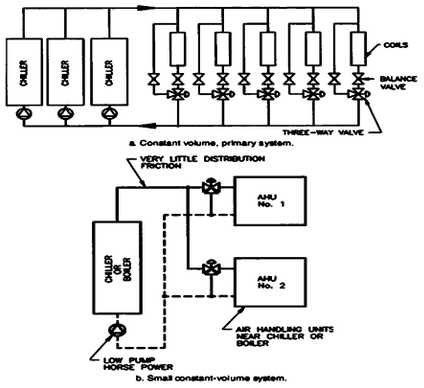


Figure 25

ตาม Figure 25 เป็นระบบเก่าซึ่งสิ้นเปลืองพลังงานมาก โดยเฉพาะที่ปั๊มน้ำเย็น และจาก Performance ของ chiller ที่ขณะทำงานที่ load น้อยๆ ปัจจุบันเกือบจะไม่ใช้กันแล้ว เว้นไว้แต่โรงงานที่มี load ที่ค่อนข้างคงที่เช่นของเครื่องจักรกลที่ต้องการระบายความร้อนเป็นต้น

Constant volume primary system with 2 way valve & bypass valve for existing chillers

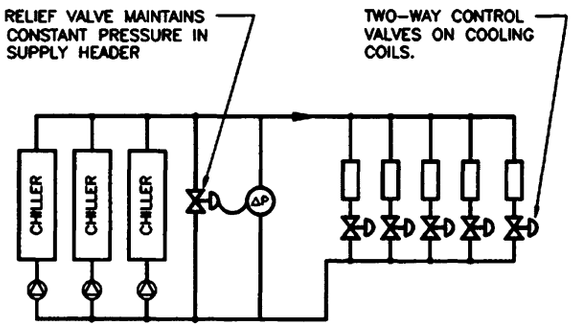


Figure 26

Figure 26 การเปลี่ยนแปลงระบบจาก Constant volume Primary systems โดยการเปลี่ยน 3 way valve ไปเป็น 2 way valve เพื่อลด Flow ในท่อเมนส่งน้ำ และมี Bypass control valve ควบคุม PD ที่ Header ให้คงที่เพื่อมั่นใจได้ว่า น้ำจะสามารถส่งไปถึงเครื่องไกลที่สุดได้ โดยที่ปั๊มน้ำยังเป็นแบบ constant speed เมื่อ 2 way valve เริ่มหรี่ ความดันตกคร่อมท่อ header ส่งน้ำจะสูงขึ้น หากเกินกว่า DP ที่ตั้งไว้ Relief valve จะปล่อยน้ำให้ By pass กลับมาที่ chiller plant เพื่อให้น้ำผ่านเครื่อง chillers ค่อนข้างคงที่ การประหยัดพลังงานได้จากการลด Flow ที่ท่อ main distributed pipe ซึ่งก็ทำให้ head ลดลง แต่จากการที่ต้องการน้ำผ่าน chillers ที่ค่อนข้างคงที่ จึงต้องมีการ by pass น้ำส่วนเกินกลับไปที่ chiller plant ซึ่งหมายความว่ายังมี Flow ของปั๊มที่ค่อนข้างคงที่ และตัวปั๊มเองก็ยังต้องทำงานที่ head ที่เท่าเดิม เพราะต้องควบคุมน้ำให้จ่ายไปถึงเครื่องไกลที่สุดได้

โดยมีตัว Relieve valve เป็นตัวช่วยรักษา Flow และควบคุม head (Delta P) ให้สูงพอด้วย

เนื่องจากเป็นการปรับปรุงจากระบบเก่า Constant volume เครื่อง chillers ยังคงเป็นของเดิมที่มีอยู่ ไม่มีระบบควบคุมที่มีความสามารถมากพอที่จะป้องกัน Flow ที่น้อยเกินไป ระบบนี้จึงประหยัดพลังงานได้ไม่มากนัก (จะประหยัดได้ก็จากการลดจำนวนเดินปั๊มและ chiller เมื่อ load ลดลง)

Variable-volume primary system

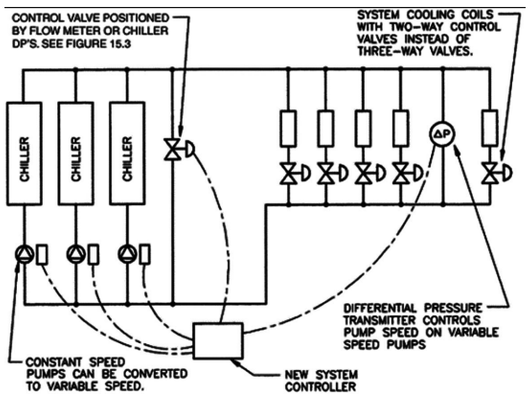


Figure 27

จาก Figure 27 คล้ายกับระบบ Constant volume primary system with 2 way valve & bypass valve for existing chillers ที่กล่าวมาแล้ว ต่างกันที่เครื่อง chillers มีระบบควบคุมที่ดีและฉลาดขึ้น และยังมี Performance ดีที่% load ต่ำๆด้วย พร้อมกับมี chiller plant manager ฉลาด สามารถควบคุมการลดรอบ และลด Flow ของ Primary pumpsได้ แต่ยังคงรักษา Delta P (Differential Pressure) ของเครื่องไกลที่สุด (ต่างจากการรักษา Delta P ในระบบเดิมซึ่งวัดค่าที่ CHS & CHR header) พร้อมกับการลด Flow & head ของ Primary pumps โดยไม่เป็นผลเสียกับเครื่อง chillers การประหยัดพลังงานได้จากการที่ Flow&head ของระบบส่งกระจายน้ำลดลง Flow ที่ผ่าน By pass valve ก็สามารถลดลงต่ำที่สุด ทำให้ Flow & Head ใน chiller plant ลดลงด้วย (ในที่นี้ตัว Bypass control valve ทำงานร่วมกับ Primary pumps ในการควบคุม Minimum chillers Flow rate & Minimum Delta P)

Primary-Secondary Pumping System

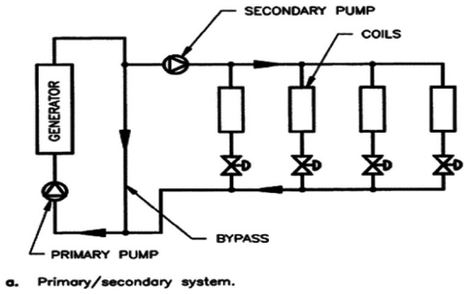


Figure 28

ตาม Figure 28 เป็นระบบที่ใช้เป็นตัวอย่างในเรื่องของการ Balancing น้ำเย็นที่กล่าวแล้วข้างต้น ประกอบด้วย Constant speed Primary Pumps & Variable speed Secondary Pumps

Primary pumps มีหน้าที่เพียงทำให้น้ำหมุนเวียนภายใน chiller plant เท่านั้น ส่วนการกระจายน้ำเย็นไปสู่ส่วนต่างๆของอาคาร เป็นหน้าที่ของ Secondary pumps ซึ่งสามารถลดรอบลงได้เพื่อควบคุม Delta P ของเครื่องที่ไกลสุด นั่นคือการจ่ายน้ำเย็นไปตามความต้องการของเครื่อง Flow ของ Primary pump จะมากกว่า Secondary pump เสมอ จึงจะเกิดทิศทางการ By pass ขึ้นตามรูป

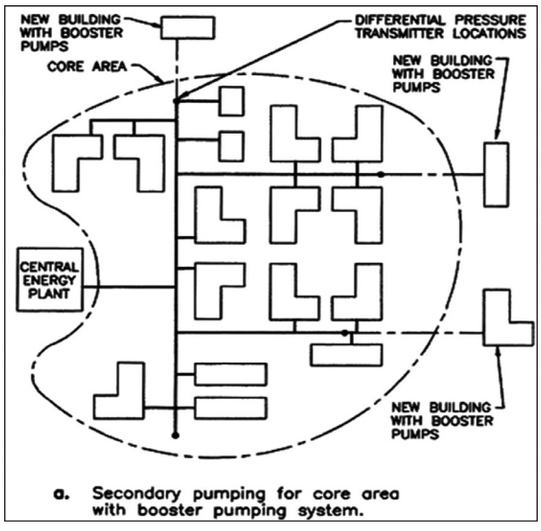
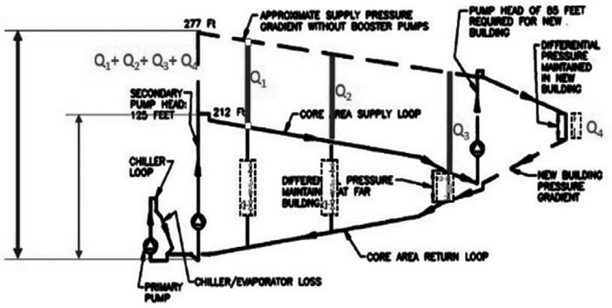


Figure 29

ตาม Figure 29 เป็นกลุ่มอาคารที่มี Central Energy Plant เดียว ส่งกระจายน้ำเย็นไปทั่ว head ของแต่ละอาคารไม่ควรแตกต่างกันมากนัก หากมีอาคารใดที่มีมากกว่าอาคารโดยรวมมากๆ จะทำให้ต้องเลือก secondary pumps ให้มี head สูงที่สุด แล้วก็ต้องใช้ balancing valve ลดความดันที่ไปจ่ายอาคารที่ head ต่ำลง นี่คือสิ่งที่ต้องสิ้นเปลืองพลังงานไปเท่ากับ head ที่ balancing valve ทำให้ลดลงมา คูณด้วย Flow ที่ผ่าน



b. Pressure gradient for primary/secondary syst with booster pumps.

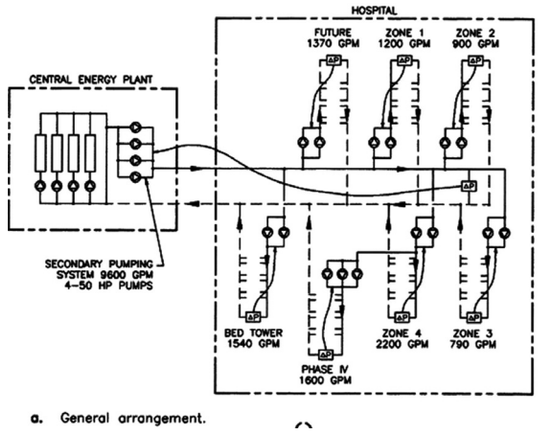
Figure 30

ตาม Figure 30 พลังงานที่เสียไปจะเท่ากับ ตาม Equation 4

$$Kw = \frac{(\mathrm{Q1} + \mathrm{Q2} + \mathrm{Q3})\mathrm{gpm} * (227 - 212)\mathrm{ft}}{5308 \eta w w \eta p \eta E}$$

ในอนาคตเมื่อมีการเพิ่มอาคารที่ไกลออกไป ค่อยติดตั้ง booster pump เพิ่มจะดีกว่า ตาม Figure 30

Primary-secondary-tertiary pumps



a. General arrangement.

Figure 31

มีปั๊ม 3 ชนิด Primary pumps, Secondary pumps, Tertiary pumps การทำงานคล้ายกับ Primary - Secondary pumping system แต่เพิ่ม Tertiary pumps ขึ้นมาเพื่อรับหน้าที่ส่งน้ำเย็นภายในอาคาร Secondary pumps ทำหน้าที่ส่งน้ำถึงส่วนล่างของอาคารไกลที่สุด โดยมี delta P sensor วัดค่าเพื่อลดเพิ่มรอบ

Tertiary pump ของอาคารที่ใกล้ๆกับ chiller plant จะได้รับ head ส่วนหนึ่งจาก Secondary pumps การออกแบบ Tertiary pumps จึงสามารถลด head ลงได้สำหรับอาคารที่ใกล้ chiller plant

การ balancing สลับซับซ้อน และต้องระมัดระวังเป็นพิเศษ ในแต่ละอาคารต้องไม่ให้ tertiary pumps สูบน้ำเกินกว่าที่ออกแบบไว้ มิฉะนั้น อาจมีบางอาคาร (ที่ปั๊มของมัน มี head ไม่สูงนัก) ที่เกิดแรงต้านจนไม่สามารถสูบน้ำหมุนเวียนได้ ควรทำแบบจำลองสถานการณ์ของ load ลักษณะต่างๆเพื่อวิเคราะห์ปัญหาที่จะเกิดขึ้นได้

Primary & Distributed Pumping

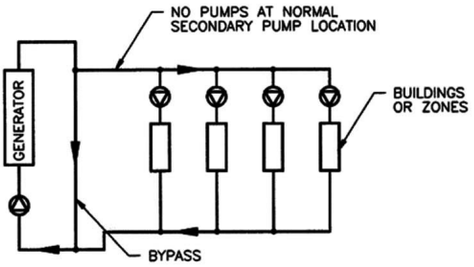
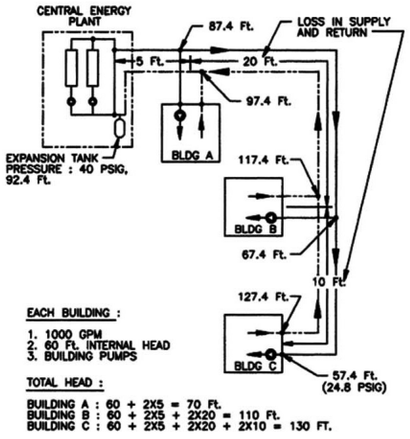


Figure 32

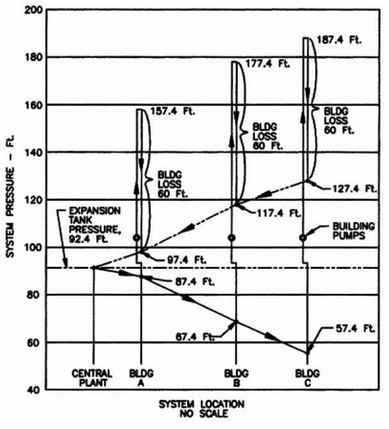
ไม่มี Secondary Pumps เพื่อทำหน้าที่ส่งกระจายน้ำเย็น

Distributed Pumps ทำหน้าที่ส่งกระจายน้ำมาตามท่อเมน และขึ้นสู่อาคาร(Building head)

Primary-distributed pumps Pressure diagram



a. Typical distributed pumping, three building system.



b. Pressure gradient diagram for typical, three building system.

Figure 33

- Distributed Pumps มีหน้าที่สร้าง Transmissiong head ด้วย

- ท่อส่งน้ำเย็น CHS จะมีความดันต่ำกว่าท่อน้ำเย็นกลับ CHR

- ต้องรวม Transmission head กับ Building head และเป็นหน้าที่ของ Distributed Pumps ส่วน Primary Pumps สร้าง Head เฉพาะใช้ใน chiller plant เท่านั้น

- การประหยัดพลังงาน ในระบบ distributed pumps ทำได้ดีเพราะลดพลังงาน เมื่อ Building head ลดลง

- ไม่มีส่วนใดที่ใช้พลังงานเกินความจำเป็น