

การออกแบบและทดสอบหอหล่อเย็นแบบไหลสวนทางขนาดใหญ่ ตามมาตรฐาน CTI Large Counter-flow Cooling Tower with Principal Concept Design and CTI Testing

ศ.ดร.พิสิทธิ์ บุญชูศรี, มนตรี พิรุณเกษร และ วิชัย ศิวะโกศิษฐ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

50 ถนนพหลโยธิน แขวงลาดยาว เขตจตุจักร กรุงเทพฯ 10900

E-mail: kicboy@yahoo.com* and fengmtp@ku.ac.th

บทคัดย่อ

หอหล่อเย็นชนิดลมดูดแบบสวนทางขนาดใหญ่ที่มีใช้ในประเทศไทย ส่วนใหญ่จะทำการออกแบบตามรูปแบบการใช้งานของโรงงานอุตสาหกรรม โดยการวิเคราะห์สมดุลของการถ่ายโอนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับอากาศ แล้วทำการหาขนาดของแผงขยายฟิล์มน้ำ บานเกล็ดช่องลมทางเข้า แผงกันละอองน้ำ ขนาดของปล่องปล่อยลม ขนาดพัดลมของหอหล่อเย็น ความดันสูญเสียผ่านหอหล่อเย็นและขนาดความสูงของหอหล่อเย็น ปกติการออกแบบหอหล่อเย็นขนาดใหญ่จะจ้างบริษัทที่ชำนาญด้านระบบหอหล่อเย็นในการออกแบบทำให้ข้อมูลบางอย่างถือเป็นความลับของแต่ละบริษัท ไม่สามารถเปิดเผยได้ ดังนั้นเพื่อทำการศึกษาคำนวณและวิธีการออกแบบ ผู้วิจัยจึงเลือกใช้วิธีการขั้นพื้นฐานตามมาตรฐานแห่งสถาบันหอหล่อเย็น(Cooling Technology Institute (CTI)) เพื่อศึกษาการออกแบบระบบหอหล่อเย็นแบบไหลสวนทางขนาดใหญ่ และทำการทดสอบหน้างานเพื่อประเมินการออกแบบ โดยผลการออกแบบที่ได้มีความแตกต่างจากผลการออกแบบของบริษัทดังนี้ การเลือกขนาดความกว้างแผงขยายฟิล์มน้ำโดยวิธีการขั้นพื้นฐาน จะแตกต่างจากการออกแบบโดยบริษัทผู้ผลิตอยู่ประมาณ - 9.19 % การออกแบบขนาดพื้นที่บานเกล็ดช่องลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 20.11 % การหาขนาดใบพัดของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 9.01 % และการหาขนาดมอเตอร์ของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 33.33 % โดยผลจากการศึกษานี้จะเป็นแนวทางในการนำหลักการพื้นฐานของการออกแบบหอหล่อเย็นมาใช้ในการพิจารณาปรับระบบหอหล่อเย็นที่มีอยู่แล้ว เพื่อให้ผู้ออกแบบมั่นใจในวิธีการคำนวณและสามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการพิจารณาปรับปรุงระบบและอุปกรณ์ที่ใช้ในหอหล่อเย็นได้

คำหลัก: หอหล่อเย็นขนาดใหญ่ สถาบันหอหล่อเย็น การออกแบบการทดสอบ

Abstract

Large counter-flow cooling towers used in Thailand are mostly designed upon the uses of industrial manufacturers. The balance of heat transfer between hot water and air is analyzed. Sizes of water films, louvers, mist eliminators, fan stack, and fans as well as pressure drop are also studied. Designing of the counter-flow cooling towers are usually completed by individual cooling tower companies where some information has been kept confidential. As a result, the researchers had to use standard calculation of the Cooling Technology Institute (CTI) for a design of a large counter-flow cooling tower in this study. The design was tested at a site, and the results revealed as follow. The standard calculation of CTI can be used to design and selected equipments for counter flow cooling towers.

Difference in the fill design is at about -9.19 %, -20.11% in the louver design, -9.01% in cooling fan diameter design and -33.33% in the design of the fan motor drive, compared to those designed by a cooling tower company . The results of this study are supposed to be beneficial to further study of large counter-flow cooling towers used around Thailand. The designing techniques used in this research are also targeted at evaluation of the cooling tower systems.

Keywords: Large Counter-flow, Cooling Tower, Design, CTI Testing

บทนำ

ปัจจุบันหอน้ำหล่อเย็นหรือหอน้ำหล่อเย็น มีใช้ในประเทศไทยเป็นจำนวนมาก การใช้งานมีทั้งใช้กับระบบปรับอากาศ และในโรงงานอุตสาหกรรม โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และกว่า 90 เปอร์เซ็นต์ของหอน้ำหล่อเย็นเป็นแบบไหลสวนทาง (Counter-flow cooling tower) ซึ่งหอน้ำหล่อเย็นจะมีแผงขยายฟิล์มน้ำเป็นส่วนประกอบหลัก และเมื่อถึงเวลาที่ต้องเปลี่ยนแผงขยายฟิล์มน้ำนี้ มักพบว่าผู้ใช้งานไม่สามารถที่จะตัดสินใจได้ว่าจะใช้แบบใดที่มีจำหน่ายในตลาด สุดท้ายต้องเลือกซื้อจากผู้ผลิตรายเดิม แม้ว่าจะมีราคาแพง เพราะไม่อยากจะเสี่ยงกับความไม่ถูกต้องที่ตามมา ซึ่งก็พบว่าแผงกระจายน้ำนี้ส่วนใหญ่แล้วกว่า 70% ที่ใช้งานอยู่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ ทำให้สูญเสียเงินตราให้กับต่างประเทศแต่ละปีเป็นจำนวนมาก

ในงานวิจัยนี้จะนำวิธีการออกแบบแผงขยายฟิล์มน้ำและส่วนประกอบสำหรับหอน้ำหล่อเย็น เพื่อให้การเลือกใช้งานเป็นไปอย่างเหมาะสมและรักษาประสิทธิภาพการออกแบบไว้ โดยไม่จำเป็นต้องเลือกใช้อุปกรณ์จากผู้ผลิตรายเดิม และหากมีการปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในอนาคต ก็สามารถใช้หลักการในการพิจารณาไปใช้ได้ต่อไป อีกทั้งในภาพรวมประเทศชาติจะได้ประโยชน์จากการประหยัดการนำเข้าและได้ช่วยให้อุตสาหกรรมการผลิตแผงกระจายน้ำในประเทศเติบโตได้อย่างมั่นคงต่อไป

หลักการออกแบบหอน้ำหล่อเย็นชนิดลมดูด

หอน้ำหล่อเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างน้ำที่มีอุณหภูมิสูงกับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำลงเดียวกันนั้น

น้ำบางส่วนก็จะระเหยตัวกลายเป็นไอน้ำไปในอากาศ ซึ่งกระบวนการระเหยกลายเป็นไอที่ฟิล์มน้ำนี้จะใช้ความร้อนแฝง ดังนั้นน้ำที่ระเหยตัวนั้นจะดึงความร้อนจากปริมาณน้ำที่เหลืออยู่จึงกล่าวได้ว่ากระบวนการถ่ายเทความร้อนภายในหอน้ำหล่อเย็นแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือส่วนแรกเป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัส จากน้ำที่อุณหภูมิสูงไปสู่อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า และส่วนที่สองเป็นการถ่ายเท ความร้อนแฝง จากการระเหยตัวของน้ำไปสู่อากาศที่ยังไม่อิ่มตัว Nicholas (1983)

การวิเคราะห์สมดุลของการถ่ายโอนความร้อน ระหว่างน้ำร้อนกับอากาศหอน้ำหล่อเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง มนตรี (2548)

(ปริมาณความร้อนที่อากาศรับไว้) =
(ปริมาณความร้อนถ่ายโอนโดยแผงขยายฟิล์มน้ำ)

$$Gdh = LC_p dT \quad (1)$$

พิจารณาตามขนาดของแผงขยายฟิล์มน้ำ ซึ่งมีปริมาตร $dV = Adz$ โดยมีสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรเท่ากับ Ka ในหน่วย $kg/m^3 \cdot s$ และมีศักยภาพความร้อนเท่ากับ $(h_w - h)$ จากสมดุลของพลังงานจึงเขียนได้ว่า

(ปริมาณความร้อนที่น้ำคายออก) =
(ปริมาณความร้อนถ่ายโอนโดยแผงขยายฟิล์มน้ำ)

$$LC_p dT = Ka (Adz)(h_w - h) \quad (2)$$

$$\frac{Ka}{L} \int_0^V dV = \frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_p dT}{h_w - h} \quad (3)$$

โดยจะกำหนดให้

$$h_w - h = (h_w - h)_{mean} = \Delta h_m$$

ดังนั้นสมการ (3) จะได้

$$\frac{KaV}{L} = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{\Delta h_m}$$

$$= \frac{C_p \Delta T}{\Delta h_m} = C \left(\frac{L}{G} \right)^{-n} \quad (4)$$

ขั้นตอนการคำนวณขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ

ขั้นตอนที่ 1 หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ

ไปยังอากาศรอบ ๆ ผิวน้ำ ($\dot{Q}_w$) จากข้อมูลเงื่อนไขของการออกแบบและความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำ ($\rho_{w,m}$) และอัตราการไหล โดยมวลของน้ำ (L) พันธุ์คักกี้ (2545)

$$(\dot{Q}_w) = LC_{pf}(T_1 - T_2) \quad (5)$$

ขั้นตอนที่ 2 การสร้างเส้นแอมโปรชตามมาตรฐาน

CTI มีรายละเอียดดังนี้ มนตรี (2548)

พิจารณาช่วงของอัตราส่วนการไหล (L/G) สำหรับการพล็อตกราฟในช่วง $0 \leq L/G \leq (L/G)$ ดังสมการ (6)

$$(L/G)_{\max} = \frac{h_{s1} - h_{a1}}{C_w(HWT - CWT)} \quad (6)$$

จากเงื่อนไขของการออกแบบและทราบช่วงของ L/G ทำการกำหนดค่า L/G ที่ละค่า แล้วนำไปคำนวณหาค่า KaV/L ด้วยวิธีเซบายเซฟฟี คำนวณจากสมการ

$$\left(\frac{KaV}{L} \right)_{\text{design}} = C_{pf}(T_1 - T_2) \frac{(\sum 1/\Delta h)}{4} \quad (7)$$

ขั้นตอนที่ 3 เลือกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำจาก

บริษัทผู้ผลิต โดยพิจารณา Fill characteristic curve และเส้นกราฟที่ได้จากการนำค่าที่ได้จากขั้นตอนที่ 2 ไปพล็อตบน Fill characteristic curve เพื่อเลือกค่าออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

ขั้นตอนที่ 4 หาจุดออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

พิจารณาเลือกจากความเร็วของอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (v_{fill}) และความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ (H) ซึ่งอธิบายโดย Burger (1990) จะได้ค่า

$$1. L/G_{\text{design}}$$

$$2. KaV/L_{\text{design}}$$

ขั้นตอนที่ 5 หาค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (G) จากข้อมูลขั้นตอนที่ 1 และ 4

ขั้นตอนที่ 6 หาค่าความหนาแน่น (ρ) และปริมาตรจำเพาะของอากาศชั้น (v) จากอากาศที่ภาวะเฉลี่ยที่อุณหภูมิทางเข้าและทางออก

ขั้นตอนที่ 7 หาขนาดพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำจากข้อมูลขั้นตอนที่ 4,5 และ 6 ดังสมการ

$$G = \frac{A_{\text{fill}} V_{\text{fill}}}{v_{\text{avg}}} \quad (8)$$

ขั้นตอนที่ 8 ตรวจสอบภาระการใช้อากาศ (G') และภาระการใช้น้ำ (L') โดยทำการตรวจสอบค่าดังกล่าวจากข้อมูลขั้นตอนที่ 1, 5 และ 7

ภาระการใช้อากาศ (G') จากสมการ

$$G' = \frac{G}{A_{\text{fill}}} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (9)$$

ภาระการใช้น้ำ (L') จากสมการ

$$L' = \frac{L}{A_{\text{fill}}} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (10)$$

โดยมีค่าแนะนำเป็น ดังนี้

ค่า G' ควรมีค่า 2.2 ถึง 2.78 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

ค่า L' ควรมีค่า 3.33 ถึง 4.44 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

ขั้นตอนที่ 9 หาปริมาตรแผงขยายฟิล์มของน้ำ (V) หาขนาดความกว้างและความยาวของแผงขยายฟิล์มน้ำ จากข้อมูลขั้นตอนที่ 5 และ 8 ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำเนื่องจากกำหนดหอน้ำหล่อเย็นเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ดังนั้น

$$V = A_{\text{fill}} H \quad \text{m}^3 \quad (11)$$

- ตรวจสอบความเร็วลมผ่าน Fill และ Water Loading เพื่อยืนยันผลการคำนวณ

$$Vel_{fill} = \frac{\dot{V}}{A_{\text{fill}}} = \frac{v_{\text{avg}} G}{A_{\text{fill}}} \quad (12)$$

$$G' = \frac{G}{A_{\text{fill}}} \quad (13)$$

ขั้นตอนการหาขนาดพื้นที่หน้าตัดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ

อนันต์ (2549) ความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ด

ช่องลมทางเข้า ค่าแนะนำการออกแบบอยู่ในช่วงระหว่าง 700 ถึง 900 ft/min

$$A_{louver} Vel_{louver} = G v_{louver} \quad (14)$$

$$A_{louver} = \frac{G v_{louver}}{Vel_{louver}} \quad (15)$$

จากนั้นทำการคำนวณความเร็วลมว่าอยู่ในเกณฑ์การ
ออกแบบหรือไม่

$$Vel_{louver} = \frac{G \cdot v_{inlet}}{(A_{louver})_{select}} \quad (16)$$

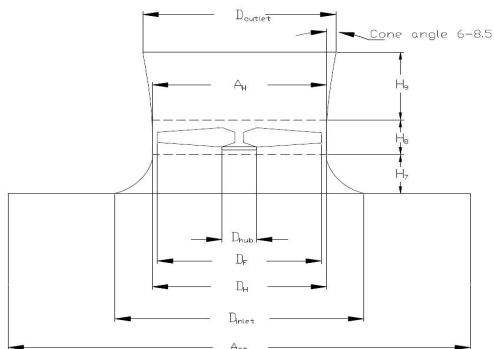
ขั้นตอนการหาปริมาณลมผ่านหน้าหล่อเย็น ($\dot{V}_a$)
ปริมาณลมผ่านหน้าหล่อเย็น พิจารณาจากอัตราการ
ไหลโดยมวลของอากาศแห้งต่อเซลล์และปริมาตร
จำเพาะของอากาศทางออก ดังสมการ

$$\dot{V}_a = (G) (v_{out}) \quad (17)$$

การออกแบบปล่องปล่อยลม

ปล่องปล่อยลมแบ่งออกเป็น 3 ส่วน

- ปากปล่องทางเข้า (H7)
- ตัวเรือนพัดลม (H8)
- ปลายปล่องทางออก (H9)



รูปที่ 1 องค์ประกอบปล่องปล่อยลม

ขั้นตอนที่ 1 หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตัวเรือนพัดลม
(D_H)

พื้นที่ภาคตัดขวางหน้าหล่อเย็น A_{CT}

พื้นที่ภาคตัดขวางของตัวเรือนพัดลม (A_H) ค่า

แนะนำ $A_{CT}/A_H = 5:1$ (Van der spek, 2000)

เส้นผ่านศูนย์กลางของตัวเรือนพัดลม (D_H)

$$D_H = \sqrt{\frac{4A_H}{\pi}} \quad (18)$$

ขั้นตอนที่ 2 หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดลม (D_F)
พิจารณาจากระยะห่างระหว่างปลายใบพัดกับผนัง

ตัวเรือนพัดลมค่าต่ำสุด, S_{min} แนะนำให้ใช้ $S_{min} =$
0.0033 D_F (Van der spek, 2000)

$$D_H = D_F + 2 S_{min} \quad (19)$$

$$D_F = D_H - 2 S_{min} = D_H - 2(0.0033 D_F) \quad (20)$$

ขั้นตอนที่ 3 การเลือกขนาดพัดลม จะพิจารณา

จากสมการ

$$A_{ff} = \frac{\pi}{4} (D_F^2 - D_{hub}^2) \quad (21)$$

$$V_{ff} = CFM / A_{ff} \quad (22)$$

ขั้นตอนที่ 4 หาเส้นผ่านศูนย์กลางปากปล่องปล่อยลม
ทางเข้า (D_{inlet}) (Van der spek, 2000)

$$D_{inlet} = D_H + 0.2 D_H \quad (23)$$

ขั้นตอนที่ 5 หาขนาดความสูงปากปล่องปล่อยลม
ทางเข้า (H_7)

$$H_7 = 0.15 D_H \quad (24)$$

ขั้นตอนที่ 6 หาระยะความยาวของช่วง Diffuser (H_9)
และเส้นผ่านศูนย์กลางปากปล่องปล่อยลมทางออก
(D_{outlet}) ระยะความยาวของช่วง Diffuser $0.35 \leq H_{diff}/$
 $D_H \leq 1.0$ ที่นี้เลือก

$$H_9 = H_{diff} = 0.39 D_H \quad (25)$$

เลือกมุมกรวยเท่ากับ 8 องศา ขนาดเส้นผ่าน
ศูนย์กลางปลายปล่องปล่อยลมทางออกได้

$$D_{outlet} = 1.11 D_H \quad (26)$$

โดยหลักการพื้นฐานและขั้นตอนการการ

คำนวณดังแสดงข้างต้น จะสามารถคำนวณเพื่อหาค่า
ต่าง ๆ ตามมาตรฐานแห่งสถาบันหน้าหล่อเย็น (CTI)
โดยกำหนดเงื่อนไขของการออกแบบ ดังนี้

- อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหน้าหล่อเย็น

$$(T1) = 42^\circ C$$

- อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากหน้าหล่อเย็น

$$(T2) = 32^\circ C$$

- อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศเข้า

$$\text{หน้าหล่อเย็น } (Twb,1) = 28^\circ C$$

- อัตราการไหลของน้ำเข้าหน้าหล่อเย็น

$$(\dot{V}_w) = 1500 \text{ m}^3/\text{hr}$$

ผลการศึกษาและการวิจารณ์

การออกแบบและการคำนวณ

ตารางที่ 1 สรุปการออกแบบแผงขยายฟิล์มน้ำ (Fill)

รายละเอียด	ข้อมูลจากการคำนวณ	ข้อมูลจากการเลือก	ข้อมูลบริษัท
ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ			
พื้นที่ภาคตัดขวางของแผง (m^2)	103.31	107.165	129.96
ปริมาตร (m^3)	125.96	130.655	158.55
ความเร็วลมผ่านแผง (ft/min)	500	482.04	497
ความกว้าง (m)	10.16	10.352	11.4
ความยาว (m)	10.16	10.352	11.4
ความสูง (m)	1.22	1.22	1.22

ตารางที่ 2 สรุปการออกแบบบานเกล็ดช่องลม

รายละเอียด	จากการคำนวณ	จากการเลือก	ข้อมูลบริษัท
พื้นที่ทั้งหมด (m^2)	63.31	63.257	79.18
ความยาวต่อต้าน (m)	10.352	10.37	10.7
ความสูงต่อต้าน (m)	3.058	3.05	3.7
ความเร็วลม (m/s)	4.064	4.067	4.411
	(800 ft/min)	(800.591 ft/min)	(868.252 ft/min)

ตารางที่ 3 สรุปการหาขนาดของพัดลมและปล่องลม

รายละเอียด	จากการคำนวณ	จากการเลือก	ข้อมูลบริษัท
Casing Diameter, D_H (m)	5.23	6.14	7.35
Fan Diameter, D_F (m)	5.20	6.10	7.30
Hub Diameter, D_{hub} (m)	n/a	1.120	1.20
Inlet Diameter, D_{inlet} (m)	n/a	7.36	7.66
Outlet Diameter, D_{outlet} (m)	n/a	6.81	7.4
Inlet Height, H_7 (m)	n/a	0.92	0.7
Casing Height, H_8 (m)	n/a	0.55	0.6
Outlet Height, H_9 (m)	n/a	2.39	1.7
Fan capacity (CFM)	566,901	591,549	700,000
Motor Fan (hp)	40.63	50	75

การทดสอบห้านงาน

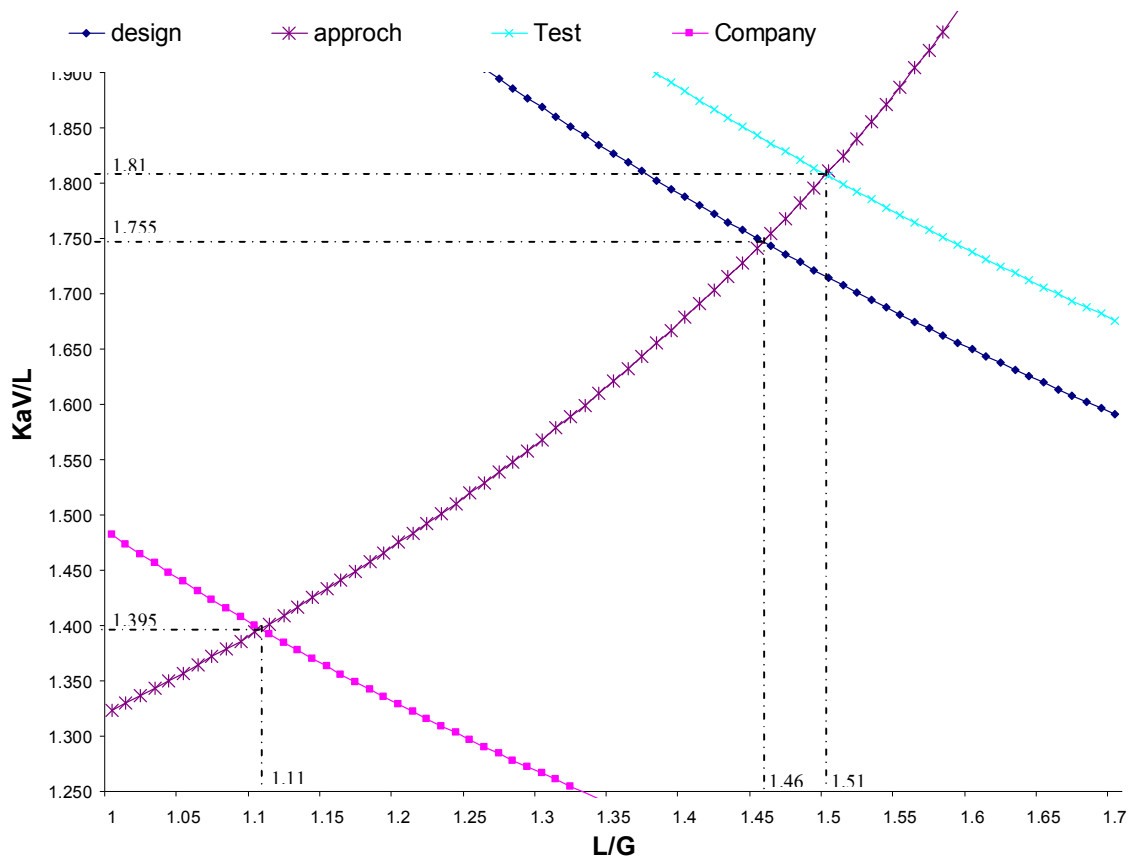
เพื่อเป็นการยืนยันการออกแบบตามสมการการคำนวณพื้นฐานและสมรรถนะขีดความสามารถของหอน้ำหล่อเย็น จึงได้จัดทำทดสอบเพื่อประเมินคุณสมบัติของหอน้ำหล่อเย็น โดยในการทดสอบนั้น จะทำการทดสอบหอน้ำหล่อเย็นที่ห้านงานจริง ซึ่งจะกำหนดสภาวะในการทดสอบโดยอ้างอิงจากระบบการทำงานจริงของหอน้ำหล่อเย็นที่สภาวะการทำงานสูงสุด (Full load) ในการทดสอบจะทำการเก็บข้อมูลที่จำเป็นดังนี้

1. อัตราการไหลของน้ำเข้าหอน้ำหล่อเย็น
2. อัตราการไหลของอากาศเข้าหอน้ำหล่อเย็น
3. กำลังม้าของมอเตอร์พัดลม
4. อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ เช่น น้ำร้อน, น้ำเย็น, อากาศที่ทางเข้าหอน้ำหล่อเย็น, กระเปาะเปียก,

กระเปาะแห้ง, อากาศที่ทางออกหอน้ำหล่อเย็น กระเปาะเปียก, กระเปาะแห้ง และสภาวะแวดล้อม

จากข้อมูลที่ได้ทั้งจากการออกแบบและจากการทดสอบห้านงาน นำค่าที่ได้มาสร้างเส้นแอมไพโรซตามมาตรฐานของ CTI โดยหาความสัมพันธ์ระหว่าง L/G และ KaV/L ของการออกแบบและการทดสอบห้านงาน ดังแสดงในสมการที่ 4 กำหนดให้ $n = 0.6$ จะได้ค่าสัมประสิทธิ์, C นำชุดข้อมูล L/G และ KaV/L ที่ได้ไปพล็อตในกราฟที่มีเส้นลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดออกแบบและเส้นลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดทดสอบ จะได้เส้นแอมไพโรซตัดกับเส้นลักษณะเฉพาะทั้งสอง ที่จุดตัดอ่านได้ค่าของ $(L/G)_{design}$ และ $(L/G)_{intersect}$ ตามลำดับ ซึ่งจะนำมาหาขีดความสามารถของคูลลิ่งทาวเวอร์คำนวณได้จาก

$$Cooling Capacity = \frac{(L/G)_{intersec}}{(L/G)_{design}} \times 100 \quad (27)$$



รูปที่ 2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง L/G และ KaV/L

ตารางที่ 4 แสดงข้อมูลที่ได้จากสภาวะการออกแบบ และข้อมูลที่ได้จากสภาวะทดสอบโรงงาน

ข้อมูล/รายละเอียด	จากการเลือก	ข้อมูลบริษัท	ทดสอบ
อุณหภูมิของน้ำร้อนทางเข้า T1 (°C)	42	42	39.7
อุณหภูมิของน้ำเย็นทางออก T2(°C)	32	32	31.0
อุณหภูมิกระเปาะเปียกทางเข้า t _{wb1} (°C)	28	28	26.0
อัตราการไหลของน้ำ (m ³ /hr)	1,500	1,500	1,600.0
อัตราการไหลของอากาศ (CFM)	591,549	700,000	676,507
กำลังม้าของมอเตอร์พัดลม (hps)	50	75	60
Total thermal load (MW)	17.274	17.5	16.38
(kJ/hr)	62,136	63,900	58,968
L/G	1.46	1.11	1.51
KaV/L	1.755	1.395	1.81
ค่าสัมประสิทธิ์ ,C	1.92	1.48	2.30
สมการลักษณะเฉพาะ	$KaV/L=1.92(L/G)^{-0.6}$	$KaV/L=1.48(L/G)^{-0.6}$	$KaV/L=2.30(L/G)^{-0.6}$
แอปโพรชค่าออกแบบ T ₁ = 42 °C , T ₂ = 32 °C , t _{wb1} = 28 °C			
L/G ที่จุดตัดระหว่างเส้นแอปโพรช กับเส้นลักษณะเฉพาะ	1.34	1.11	1.51
ขีดความสามารถของคูลลิ่งทาวเวอร์	103.42	136.04	-

ตารางที่ 1-3 แสดงให้เห็นว่าในการออกแบบโดยใช้หลักการคำนวณพื้นฐาน สามารถนำมาใช้คำนวณอุปกรณ์ของหอน้ำหล่อเย็นได้ โดยจากการศึกษา พบว่า การเลือกขนาดความกว้างแผงขยายฟิล์มน้ำโดยวิธีการขั้นพื้นฐานนั้น จะแตกต่างจากการออกแบบโดยบริษัทผู้ผลิตอยู่ประมาณ - 9.19 % การออกแบบขนาดพื้นที่บานเกล็ดช่องลมมีความแตกต่างอยู่ประมาณ - 20.11 % การหาขนาดใบพัดของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 9.01 % และการหาขนาดมอเตอร์ของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 33.33 % นอกจากนี้ จากความแตกต่างที่เกิดขึ้นในการออกแบบอาจเป็นผลมาจากค่าความปลอดภัยที่ทางผู้ผลิตกำหนด เพื่อให้ระบบสามารถทำงาน ณ สภาวะที่กำหนดได้จริง จากสมการที่ 27 ขีดความสามารถของ

คูลลิ่งทาวเวอร์ที่ออกแบบโดยสมการพื้นฐาน เท่ากับ 103.42% แสดงว่าคูลลิ่งทาวเวอร์ตัวนี้จะสามารถทำให้น้ำเย็นลงตามเงื่อนไขการทำงานที่กำหนด โดยอัตราการไหลของน้ำกำหนดเท่ากับ 103.42% ของอัตราการไหลค่า ออกแบบภายใต้ เบนซ์ แอปโพรช และสภาวะอากาศทางเข้าที่กำหนดออกแบบไว้ ตารางที่ 4 ทำให้ทราบว่าหลักการคำนวณพื้นฐานสามารถนำมาใช้ออกแบบหอน้ำหล่อเย็นขนาดใหญ่และหอน้ำหล่อเย็นมีขีดความสามารถทำงานที่สภาวะการออกแบบได้

สรุป

การออกแบบหอหล่อเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง โดยวิธีขั้นพื้นฐานเป็นการคำนวณหาขนาดของส่วนประกอบต่างๆของหอหล่อเย็น โดยได้รวบรวมวิธีการคำนวณการหาขนาดของส่วนประกอบต่างๆของหอน้ำทำน้ำเย็น จากการศึกษาผลการคำนวณได้ทำการเปรียบเทียบข้อมูลกับบริษัทผลิตหอหล่อเย็นรายหนึ่งประกอบด้วย ข้อมูลด้านความร้อนและข้อมูลด้านขนาด ผลที่ได้ การเลือกขนาดความกว้างแผงขยายฟิล์มน้ำโดยวิธีการขั้นพื้นฐานนั้น จะแตกต่างจากการออกแบบโดยบริษัทผู้ผลิตอยู่ประมาณ - 9.19 % การออกแบบขนาดพื้นที่บานเกล็ดช่องลมมีความแตกต่างอยู่ประมาณ - 20.11 % การหาขนาดใบพัดของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ - 9.01 % และการหาขนาดมอเตอร์ของพัดลมจะแตกต่างอยู่ประมาณ -33.33 % จะเห็นได้ว่าผลการคำนวณโดยวิธีขั้นพื้นฐานที่ได้หอหล่อเย็นมีขนาดเล็กกว่าและค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าใกล้เคียงกับการทดสอบหอหล่อเย็นที่หน้างาน จากความแตกต่างของการออกแบบดังกล่าว ในการออกแบบโดยใช้วิธีขั้นพื้นฐานจึงควรพิจารณา ค่าตัวประกอบความปลอดภัยเพิ่มจากค่าปกติที่ใช้ในการประกอบการคำนวณอีกประมาณ 15-30 % เพื่อเป็นการรับประกันว่าระบบของหอหล่อเย็นจะสามารถทำงานได้ตามต้องการและให้ประสิทธิภาพสูงสุด

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ โรงไฟฟ้าเดชาไบโอกรีน จำกัด ที่เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำงานวิจัยนี้มาโดยตลอด จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์

เอกสารอ้างอิง

[1] พันธุ์ศักดิ์ อำนาจตระกูล. (2545). การศึกษาสมรรถนะและสมการคุณลักษณะเฉพาะการทดสอบของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

[2] มนต์รี พิรุณเกษตร. (2544). “คูลลิ่งทาวเวอร์ ภาคคำนวณ (1) การถ่ายโอนความร้อน, ค่าของ KaV/L และแผนภาพการถ่ายโอนความร้อนระหว่างอากาศและน้ำ”. วารสารเทคนิค 18(203): 99-105.

[3] _____ (2548). “การทดสอบคูลลิ่งทาวเวอร์หน้างานตามมาตรฐาน CTI”. Mechanical Technology Magazine 27: 59 – 63.

[4] _____ (2548). การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรของแผงฟิล์มน้ำในคูลลิ่งทาวเวอร์”. Mechanical Technology Magazine 26: 43 – 48.

[5] อนันต์ ฟองลมุล. (2549). การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

[6] Brentwood Industries., Inc. n.d. Produce Brentwood Industries. Brentwood Industries, Inc, USA

[7] Burger, R. (1990). Cooling tower technology: Maintenance, Upgrading and Rebuilding. 2nd ed., Fairmont Press, Inc., USA.

[8] Nicholas, P.C. (1983). Cooling towers Selection Design and Practice. 2d ed., Ann Arbor Science Publishers Ltd., Michigan. USA.

[9] Van der Speak, H.F. (2000). Cooling Fan Manual Application. Howden Cooling Fans. Netherlands.