

ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยระบบปล่องลมร้อนของโรงจักรไอน้ำ

Size of the Heat Exchanger using Thermal Chimney in Steam Power Plant

วิฑูรย์ เหมสุวรรณ และ ทวีช จิตรสมบูรณ์

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี 111 ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

*ผู้ติดต่อ: E-mail: tawit.boon@gmail.com, tabon@sut.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4613

บทคัดย่อ

ระบบทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อนของโรงจักรไอน้ำ เป็นระบบที่ใช้อากาศเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้งจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง (ไม่ใช้น้ำ) เพื่อลดข้อจำกัดของระบบน้ำหล่อเย็นและหอคอยเย็นแบบเปียกที่นิยมใช้ในปัจจุบัน หลักการทำงาน คือ อากาศใต้ปล่องลมดูดซับความร้อนจากไอเสียของโรงจักรไอน้ำ โดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศสูงขึ้นแล้วลอยตัวออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ แต่ปัญหาหลักของวิธีนี้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจมีขนาดใหญ่และราคาแพงกว่าระบบเดิม จึงต้องศึกษาวิจัยเพื่อหาทางออกแบบให้คุ้มค่า บทความนี้นำเสนอวิธีการวิเคราะห์ระบบเชิงทฤษฎี ด้วยการพัฒนาสมการคณิตศาสตร์แบบปริพันธ์ นำเสนอวิธีคำนวณแบบ cell by cell การศึกษาในขั้นต้นนี้ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นกลุ่มท่อไอน้ำวางเรียงตัวเป็นแถวตรงกัน (in-line) ไม่มีครีบริบายความร้อน (no fin) ได้ศึกษาถึงผลกระทบจากปัจจัยออกแบบต่างๆ ได้แก่ ระยะห่างของการจัดวางกลุ่มท่อไอน้ำ ขนาดและความยาวของท่อไอน้ำ และความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่องลม ผลการศึกษาพบว่า การจัดวางกลุ่มท่อให้มีระยะห่างระหว่างท่อในแถวแรกกับระยะห่างในแต่ละแถวเท่ากับ 3.0 และ 1.25 เท่าของขนาดท่อ เป็นกรณีที่ดีที่สุด ท่อไอน้ำขนาดเล็กและความเร็วลมออกแบบที่สูงขึ้น จะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลงแต่ปล่องลมจะสูงขึ้น

คำสำคัญ: การระบายความร้อนจากโรงจักรไอน้ำ, ปล่องลมร้อน, การทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

Abstract

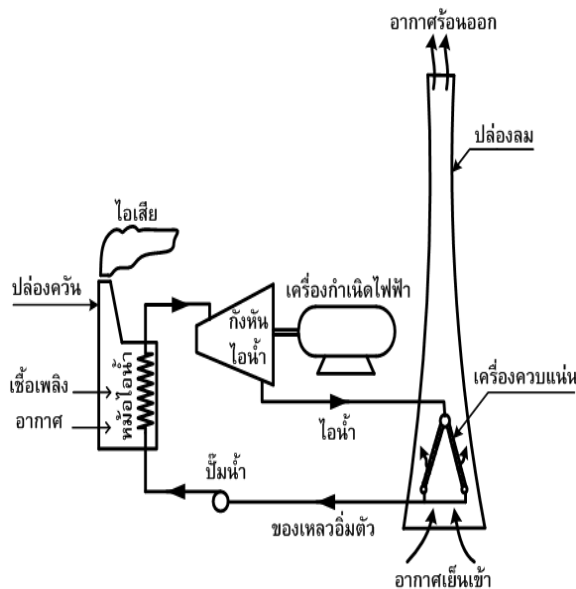
Heat removal from a thermal power plant by using a thermal chimney is a direct air-cooled system to reduce the disadvantages of the wet-cooling tower system. The air underneath the chimney is heated up by receiving the removed heat from the power plant to a surface heat exchanger. The heated air flows up the chimney due to a natural convection. The problem of this approach is that the heat exchanger may be larger and more expensive than the wet-cooling system. So, it must be investigated to see its viability. Theoretical analysis was performed by creating a mathematical model to study the effect of design parameters, which are: tube bundle spacings, tube diameters, tube lengths and air velocities at the base of chimney. These parameters should affect the size of heat exchanger and the total chimney height. In this study, the heat exchanger vapor tube bundle was an in-line type without fining. The results show the transverse pitch ratio at the first tube-row equal to 3.0 and longitudinal pitch ratio equal to 1.25 is the best design point. Smaller tubes and higher air velocities can reduce the size of the heat exchanger, but the chimney height will increase.

Keywords: Heat removal from steam engine, Thermal chimney, Heat removal with thermal chimney

1. บทนำ

การทิ้งความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง (steam power plant) ที่ต้องทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึงประมาณ 1.5 - 2.0 เท่าของพลังงานที่ใช้ผลิตงานเพลลา [1] ปัจจุบันนิยมใช้ระบบน้ำหล่อเย็นควบกับหอคอยเย็นแบบเปียก ซึ่งมีข้อดีหลายประการ เช่น ใช้น้ำปริมาณมาก มีงบลงทุนและงบประมาณปฏิบัติการสูง รวมทั้งยังส่งผลเสียต่อสิ่งแวดล้อม เป็นต้น ดังนั้นบทความนี้จะได้นำเสนอนวัตกรรมในการทิ้งความร้อนด้วย “ปล่องลมร้อน” เพื่อกำจัดข้อดีของระบบหล่อเย็นแบบเดิม

ระบบทิ้งความร้อนที่นำเสนอนี้เป็นระบบที่ใช้อากาศแวดล้อมมาระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง หลักการทำงานของระบบนี้คือ อากาศใต้ปล่องลมจะดูดซับความร้อนทั้งจากเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ ดังนั้นระบบนี้จึงไม่ต้องใช้พัดลมช่วยดูดอากาศ ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ระบบนำทิ้งความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน อย่างง่าย

หลักการทำงานดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกับระบบ “ปล่องลมแดดเพื่อผลิตไฟฟ้า” (solar chimney

power plant) [2] เพียงแต่ระบบปล่องลมแดดจะรับพลังงานความร้อนจากแสงแดดโดยอาศัยหลังคาจับแสงแดดแล้วนำเอาพลังงานการไหลของอากาศในปล่องลมไปผลิตไฟฟ้า

ระบบปล่องลมแดดนี้เคยมีการสร้างเครื่องแล้วพิสูจน์ว่าสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้จริง [2] และมีการวิจัยที่ประยุกต์ใช้ระบบดังกล่าวนี้ในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร [3] ได้มีการศึกษาวิจัยระบบปล่องลมแดดเพื่อหาทางเพิ่มประสิทธิภาพและประยุกต์ใช้งานมากมาย โดยเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และศึกษาเชิงตัวเลขทดลองหุนทดลองขนาดเล็กเพื่อทำนายผลในโรงงานต้นแบบขนาดใหญ่ [4-9] นอกจากนี้ยังเอาไปประยุกต์ใช้งานในการระบายอากาศภายในอาคาร [10-13] จากการศึกษาที่ผ่านมาพบประเด็นที่น่าสนใจคือ ขนาดและลักษณะของปล่องลมมีผลต่อศักยภาพการไหลของอากาศอย่างมาก ซึ่งเป็นแรงจูงใจนำมาสู่การศึกษาเพื่อพัฒนาระบบทิ้งความร้อนโดยใช้ระบบปล่องลมร้อน

ในการศึกษาเชิงทฤษฎีก่อนหน้านี้ [14] ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์วิเคราะห์ระบบเบื้องต้น และได้ตรวจสอบผลลัพธ์กับผลคำนวณเชิงตัวเลขจากโปรแกรมวิเคราะห์การไหล CFD สำเร็จรูป “ANSYS CFX” ซึ่งผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับผลคำนวณเชิงตัวเลขสอดคล้องกันดีมาก และการทำปล่องลมให้สูงขึ้นสามารถเพิ่มการไหลและทิ้งความร้อนได้มาก บทความนี้จะนำเสนอการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น โดยพิจารณาความสัมพันธ์ร่วมกันระหว่างการไหลในปล่องลมและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อศึกษาถึงผลกระทบจากปัจจัยออกแบบต่างๆ ได้แก่ ระยะห่างของการจัดวางกลุ่มท่อไอน้ำ ขนาดและความยาวของกลุ่มท่อไอน้ำ และความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่องลม ในการศึกษาขั้นต้นนี้ได้ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นกลุ่มท่อไอน้ำแบบไม่มีครีประบายความร้อน (no-fin) วางตัวเป็นแถวตรง (in-line) ล้อมรอบฐานของปล่องลม ดังแสดงในรูปที่ 2

2. วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้กำหนดกรณีศึกษาระบบทิ้งความร้อนของโรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวออกจากเครื่องจักรไอน้ำ 60°C ซึ่งโรงจักรจะต้องทิ้งความร้อนเป็นปริมาณ 150 MW ข้อกำหนดอื่นคือ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 35°C ความดันอากาศแวดล้อม 1 บรรยากาศ และอุณหภูมิแตกต่างกันสุดท้ายหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $TTD_2 = 5.5^\circ\text{C}$ การไหลของอากาศจะเป็นแบบตั้งฉาก (cross flow) กับกลุ่มท่อไอน้ำ โดยที่อากาศเย็นจะเริ่มรับความร้อนที่ตำแหน่งที่ 1 และสิ้นสุดกระบวนการรับความร้อนที่ตำแหน่งที่ 2 ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นเป็นอากาศร้อน จากนั้นอากาศร้อนจะไหลเลี้ยวตัวผ่านช่วงคอปลองลม (2') แล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมที่ตำแหน่งที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 2ก.

ในการศึกษาครั้งนี้ใช้การจำลองสมการความสัมพันธ์การไหลและถ่ายเทความร้อน เพื่อศึกษาพฤติกรรมและอิทธิพลต่าง ๆ ที่ส่งผลกระทบต่อระบบ ได้แก่ ค่ามิติการจัดวางกลุ่มท่อ ขนาดและความยาวของท่อไอน้ำ และความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่องลม ซึ่งพารามิเตอร์ออกแบบเหล่านี้จะส่งผลต่ออัตราการระบายความร้อน ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความสูงของปล่องลม การจำลองสมการที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้พัฒนาวิธีการแบบ cell by cell ซึ่งจะได้นำเสนอต่อไป

ความสัมพันธ์ระหว่างมิติการจัดวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำกับขนาดของปล่องลมในรูปที่ 2 เป็นดังนี้

จำนวนของท่อในหนึ่งแถวใดๆ (N_{tb})

$$N_{tb} = \frac{180^\circ}{\sin^{-1}\left(\frac{a_1 d}{D_2}\right)} \quad (1)$$

ระยะห่างระหว่างท่อในแถวที่ 1 ($S_{T,1}$)

$$S_{T,1} = D_2 \sin\left(\frac{180^\circ}{N_{tb}}\right) \quad (2)$$

Transverse pitch ratio ของแถวที่ 1 (a_1)

$$a_1 = \frac{S_{T,1}}{d} \quad (3)$$

มุมมองการวางท่อในแนวรัศมี (θ)

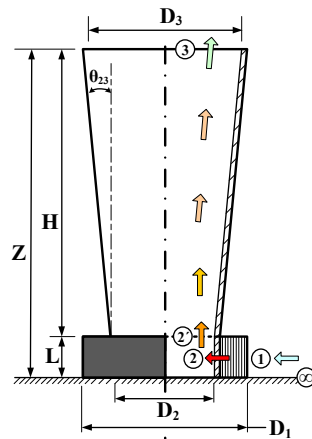
$$\theta = \frac{360^\circ}{N_{tb}} \quad (4)$$

ระยะห่างระหว่างท่อในแถวที่ n ใดๆ ($S_{T,n}$)

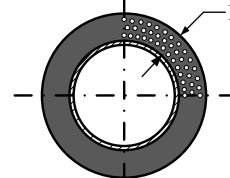
$$S_{T,n} = S_{T,n-1} + 2S_L \tan\left(\frac{180^\circ}{N_{tb}}\right) \quad (5)$$

Transverse pitch ratio ของแถวที่ n ใดๆ (a_n)

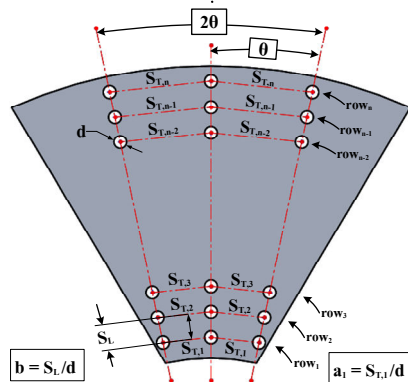
$$a_n = \frac{S_{T,n}}{d} \quad (6)$$



(รูปที่ 2ก)



(รูปที่ 2ข)



(รูปที่ 2ค)

รูปที่ 2 ลักษณะการจัดวางท่อไอน้ำในระบบระบาย

ความร้อนด้วยปล่องลมร้อน:

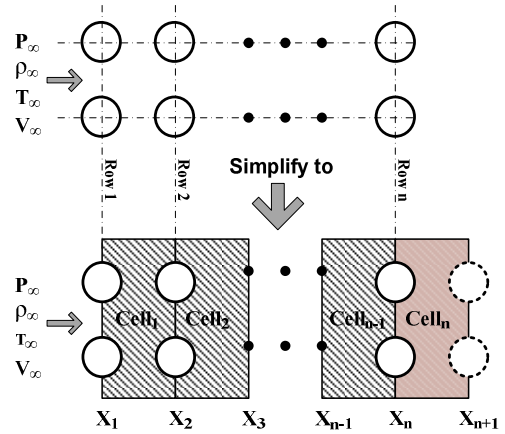
(ก) ภาพด้านหน้า, (ข) ภาพด้านล่าง, (ค) ภาพขยายการวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ in-line

แนวทางในการออกแบบและเลือกขนาดมิติของ
กลุ่มท่อไอน้ำ สามารถกระทำดังต่อไปนี้

- 1) กำหนดขนาดท่อ (d) และ transverse pitch ratio
ของแถวที่ 1 (a_1)
- 2) คำนวณหาจำนวนท่อในแถวใดๆ (N_{tb}) จากสมการ
ที่ (1) และเลือกจำนวนท่อที่เป็นเลขลงตัว
- 3) นำ N_{tb} ที่ได้ ไปคำนวณหาค่าตัวแปรมิติอื่นๆ ตาม
สมการที่ (2) – (6) และกำหนดให้ระยะห่างของท่อ
ในแต่ละแถว (S_L) เท่ากันในทุกแถว ซึ่งค่าตัวแปร
มิติต่างๆ ที่ได้ นี้ จะนำไปใช้ในการคำนวณการไหล
และการถ่ายเทความร้อน ต่อไป

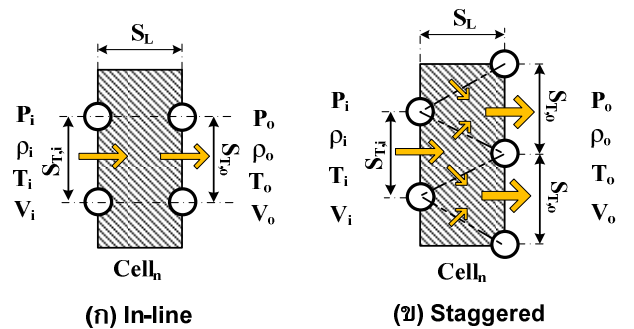
**2.1 การจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยน
ความร้อน ด้วยวิธีแบบ cell by cell**

ความร้อนปริมาณมาก (150 MW) ที่อาคารรับมา
จากโรงจักรฯ เพื่อระบายออกสู่สิ่งแวดล้อมที่ปลาย
ปล่องลม นั้น จะต้องใช้ท่อไอน้ำจำนวนมากเพื่อให้
สามารถส่งผ่านความร้อนได้ตามปริมาณที่กำหนด
ผนวกกับขนาดหน้าตัดของการไหลที่ลดลงตาม
เส้นทางการไหลจาก 1-2 (รูปที่ 2ค.) และเป็นการไหล
แบบเร่งตัว (ปกติอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อร้อน จะเป็น
การไหลแบบเร่งตัวเนื่องจากค่าความหนาแน่นลดลง)
จากเหตุผลข้างต้น จึงไม่เหมาะที่จะวิเคราะห์การไหล
และการถ่ายเทความร้อนแบบใช้ค่าเฉลี่ยที่ทางเข้าและ
ทางออก (การวิเคราะห์การไหลผ่านกลุ่มท่อ แบบ
ทั่วไป) [15] ให้ข้อแนะนำว่า “การคำนวณการสูญเสีย
ความดัน (pressure drop) ของอากาศที่ไหลแบบตั้ง
ฉาก ผ่านกลุ่มท่อที่มีจำนวนแถวของท่อ N_r มากๆ (N_r
 $\gg 10$) ให้ใช้การคำนวณเป็นแบบทีละแถว (row by
row) โดยที่คุณสมบัติของอากาศ และความเร็วที่ใช้
คำนวณ ให้ใช้ค่าเฉลี่ยในแถวนั้นๆ ซึ่งการสูญเสีย
ความดันรวมตลอดการไหลจะเท่ากับผลรวมของค่า
สูญเสียความดันย่อยที่คำนวณได้ในแต่ละแถว” ดังนั้น
การคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนใน
การศึกษานี้ จึงได้ใช้วิธีการคำนวณเป็นแบบทีละเซลล์
(cell by cell) ดังรูปที่ 4



รูปที่ 3 การจำลองการจัดวางกลุ่มท่อแบบปกติ ให้เป็น
แบบ cell ของกลุ่มท่อ เพื่อช่วยอธิบายวิธีการคำนวณ
แบบ cell by cell

จากรูปที่ 3 จะพบว่า การวิเคราะห์แบบ cell
(1 cell มีท่อ 1 แถว) จะต้องทำการเพิ่มจำนวนแถวอีก
1 แถว เพื่อให้ได้จำนวนท่อที่ใช้วิเคราะห์เท่ากับ
จำนวนท่อของ tube bundles เดิม การวิเคราะห์การ
ไหลและการถ่ายเทความร้อน แบบ cell by cell
สามารถกระทำดังต่อไปนี้



รูปที่ 4 ภาพแสดงปริมาตรควบคุมของ cell tube
bundle: (ก) แบบ in-line, (ข) แบบ staggered

จากรูปที่ 4 จะพบว่าตัวแปรอากาศที่ต้องการ
ทราบค่าที่ด้านทางออกของ cell ได้แก่ P_o , ρ_o , T_o
และ V_o (ค่าตัวแปรที่ทางเข้าทราบค่า เนื่องจากเป็น
เงื่อนไขขอบที่กำหนด) ดังนั้นจะต้องจำลองสมการ
ทั้งหมด 4 สมการ ซึ่งสามารถกระทำดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\dot{m} = \rho_i (LS_{T,i}) V_i = \rho_o (LS_{T,o}) V_o \quad (7)$$

สมการการส่งผ่านความร้อน (อนุรักษ์พลังงาน)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cell} &= \dot{m}c_{p,m}(T_o - T_i) \\ &= h_m A_{s,cell,t} \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln\{(T_w - T_i)/(T_w - T_o)\}} \end{aligned} \quad (8)$$

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (8) เป็นพจน์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพาความร้อน โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h_m) สามารถคำนวณได้จากสมการสหสัมพันธ์ของ [16] ซึ่ง $h_m = f^n(\text{Re}, \text{Pr}, a, b, \text{Hg}, \text{Type})$ และค่าพลังงานความร้อนรวมที่อากาศได้รับจะเท่ากับผลรวมของความร้อนที่อากาศได้รับในแต่ละ cell

สมการสมดุลความดัน (อนุรักษ์โมเมนตัม)

$$P_i - P_o = \Delta P_{drop,cell} = \frac{\mu_m^2 N r_{cell}}{\rho_m d^2} \text{Hg} \quad (9)$$

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (9) เป็นสมการการสูญเสียความดันของการไหลผ่าน tube bundles ของ [17] ซึ่งค่าเลข Hagen number ($\text{Hg} = 2f \text{Re}^2$) สามารถคำนวณได้จากสมการของ [16] ที่พัฒนามาจากสมการสหสัมพันธ์ของ [17]

สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ (equation of state)

$$\frac{P_i}{\rho_i T_i} = \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad (10)$$

ตัวห้อย $i, o, m, cell, s, t, w$ หมายถึง ทางเข้า, ทางออก, ค่าเฉลี่ย, เซลล์, พื้นที่ผิว, ท่อ และผนังท่อ ใอน้ำ ตามลำดับ ใช้สำหรับการวิเคราะห์ค่าตัวแปรอากาศที่ไหลเข้า-ออก cell tube bundle

สมการที่ (7) – (10) เป็นสมการหลักสำหรับใช้วิเคราะห์การไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศที่ไหลผ่าน cell tube bundles ที่มีจำนวนสมการเท่ากับจำนวนตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า (4 สมการ, 4 ตัวแปร) และการคำนวณในช่วงนี้จะคำนวณแบบทีละแถวต่อกันไปเรื่อยๆ จากทางเข้าจนถึงทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ที่ตำแหน่งที่ 1 – 2 ตามรูปที่ 2ก)

2.2 การจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งระบบ

การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อน ทั้งระบบ หากพิจารณารูปที่ 2ก จะพบว่าตัวแปรอากาศพื้นฐาน (ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว) ที่ต้องการทราบค่าในระบบมีอยู่ 4 ตำแหน่งหลัก ได้แก่ ตำแหน่งที่ 1, 2, 2' และ 3 (ตำแหน่ง ∞ เป็นเงื่อนไขแวดล้อมที่ทราบค่า) ดังนั้นการวิเคราะห์ทั้งระบบ สามารถกระทำได้ด้วยการจำลองสมการในแต่ละช่วงการไหลใดๆ ดังนี้

1) การไหลจาก $\infty - 1$ กำหนดให้เป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (isothermal process)

การไหลแบบอุณหภูมิคงที่

$$T_1 = T_\infty \quad (11)$$

อากาศแวดล้อมที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วศูนย์ เป็น V_1 ที่ทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งที่ 1) ดังนั้นจะได้สมการพลังงาน หรือสมการสมดุลความดันรวม เป็นดังนี้

$$P_\infty = P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_\infty g \frac{L}{2} \quad (12)$$

สมการสถานะ (equation of state) ของแก๊สอุดมคติ ณ ตำแหน่งที่ 1

$$P_1 = \rho_1 R T_1 \quad (13)$$

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก 1 – 2

การคำนวณการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน ในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2 สามารถคำนวณได้ด้วยวิธีการคำนวณแบบ cell by cell (สมการที่ 7-10) ร่วมกับสมการสหสัมพันธ์ (collection equation) ของ [16] ซึ่งจะได้ค่าตัวแปรอากาศ (P_o, ρ_o, T_o และ V_o) ที่ตำแหน่งทางออกจาก cell tube bundles ในแถวต่างๆ รวมถึงค่าที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่ง 2)

3) การไหลลึ่วตัวผ่านช่วงคอคบทางเข้าปล่องลม 2 – 2'

สมการอนุรักษ์พลังงาน (ไม่มีการส่งผ่านความร้อน)

$$0 = c_p (T_2' - T_2) + \frac{1}{2} (V_2'^2 - V_2^2) + g \frac{L}{2} \quad (14)$$

สมการสูญเสียความดันที่ทางเข้าปล่องลม ของ [18]

$$P_{12} - P_2 = \frac{1}{2} K_i \rho_2 V_2^2 \quad (15)$$

$$\text{เมื่อ } P_2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2$$

พจน์ด้านขวามือของสมการที่ (15) เป็นพจน์ของการสูญเสียความดันเนื่องจากการไหลเสี้ยวตัวของอากาศเข้าสู่คอปปล่อง (ตำแหน่งที่ 2') และ K_i เป็นค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียที่คอปปล่อง ซึ่งมีค่าเท่ากับ 3 สำหรับกรณีของปล่อง $\frac{D_2}{L} < 3$ [18]

สมการสถานะ (equation of state) ของแก๊สอุดมคติ

$$\frac{P_2}{\rho_2 T_2} = \frac{P_2'}{\rho_2' T_2'} \quad (16)$$

สมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2 A_2 V_2 = \rho_2' A_2' V_2' \quad (17)$$

4) การไหลในปล่องลม 2'-3 กำหนดให้เป็นกระบวนการ: *Isentropic process*

สมการพลังงาน สำหรับการไหลแบบ Isentropic

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_2'}{\rho_2'} \right) + \frac{V_2'^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_3}{\rho_3} \right) + gH + \frac{V_3^2}{2} \quad (18)$$

เนื่องจากไม่มีการส่งผ่านความร้อนในปล่องและไม่คิดการสูญเสียเนื่องจากความฝืด ดังนั้นสมการโมเมนตัมที่ได้รับการอินทิเกรตแล้ว จะได้ผลลัพธ์เท่ากับสมการพลังงาน จึงไม่เป็นสมการที่เป็นอิสระ

สมการ isentropic สำหรับแก๊สอุดมคติ

$$P_2' \rho_2'^{-k} = P_3 \rho_3^{-k} \quad (19)$$

สมการความดันสถิตที่ปลายปล่องลม

$$P_3 = P_\infty - \rho_\infty g(L+H) \quad (20)$$

สมการสถานะ ณ ตำแหน่งที่ 3

$$P_3 = \rho_3 R T_3 \quad (21)$$

สมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2' A_2' V_2' = \rho_3 A_3 V_3 \quad (22)$$

การจำลองสมการในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (การไหลจาก 1-2) ที่ใช้วิธีการคำนวณแบบ cell by cell ที่นำเสนอข้างต้น จะสังเกตเห็นว่าวิธีการที่นำเสนอจะมีความคล้ายคลึงกับวิธีการแก้ปัญหาการไหลด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (finite volume method) ใน 1 มิติ ที่พิจารณาการไหลเข้า-ออกปริมาตรควบคุมเล็กๆ (หรือ cell ของ tube bundles) ที่สนใจเช่นเดียวกัน เพียงแต่กรรมวิธีปริมาตรจำกัด จะใช้แก้สมการควบคุมแบบอนุพันธ์ แต่วิธีที่นำเสนอจะใช้แก้สมการควบคุมแบบปริพันธ์โดยตรง ในส่วนของชุดสมการที่ใช้วิเคราะห์การไหลในช่วง 0-1 และการไหลในปล่องลม (การไหลจาก 2'-3) นั้นได้จากผลการศึกษาท่อนำ [14] ที่ได้เปรียบเทียบกับผลลัพธ์กับผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD จนเกิดความมั่นใจน่าเชื่อถือ

กำหนดเงื่อนไขขอบเขตและความสัมพันธ์ต่อระบบ (พิจารณารูปที่ 2 ประกอบ)

ข้อที่ 1: กำหนดค่าความเร็วลมออกแบบที่คอกทางเข้าปล่องลม ($V_{2', design}$)

ข้อที่ 2: กำหนดค่าพลังงานความร้อนที่อากาศรับมาจากโรงจักรไอน้ำ ($\dot{Q} = 150 MW$)

ข้อที่ 3: กำหนดค่าความแตกต่างอุณหภูมิสุดท้าย ที่ตำแหน่งที่ 2 ($TTD_2 = 3.5^\circ C$)

ข้อที่ 4: กำหนดค่ามิติ-ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้คำนวณ ได้แก่ a_1, b, d, L

ผลจากข้อที่ 1-3: จะได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปล่องลมที่ตำแหน่ง 2' (D_2') ที่สามารถประเมินได้จาก $\dot{Q} = (\rho_2' A_2' V_2') c_p (T_w - TTD_2 - T_1)$

ผลจากข้อที่ 1: จะได้ความเร็วหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น $V_2 \approx V_2' \frac{D_2}{4L}$ และจะได้

ความเร็วลมก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนเป็น $V_1 = V_2 \frac{a_1}{a_n} \frac{\rho_{r,1}}{\rho_{r,n}}$ (a_1, a_n เป็นค่าที่ทราบจากข้อกำหนด

ที่ 4 และผลคำนวณจากสมการที่ (5) - (6) ส่วน $\rho_{r,1}, \rho_{r,n}$ ยังไม่ทราบค่า ซึ่งจะต้องทำการคำนวณแบบ iteration จนกว่าระบบสมการทั้งหมดจะเป็นจริง)

จากเงื่อนไขข้อกำหนดที่ใช้ในการออกแบบระบบ และสมการทั้งหมดที่ได้กล่าวมาข้างต้น สามารถคำนวณหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและขนาดของปล่องลมได้ สำหรับการหาคำตอบให้กับระบบสมการผู้วิจัยได้ใช้กรรมวิธีเชิงเลขของ Newton-Raphson ด้วยการเขียนโค้ดโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ รายละเอียดสามารถศึกษาได้จาก [19]

ความมั่นใจในความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโค้ดโปรแกรมที่สร้างขึ้น พิจารณาจากค่าเศษตกค้าง (residual) ของสมการต่างๆ จะต้องมียุคค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ โดยได้กำหนดให้สิ้นสุดการคำนวณเมื่อค่าเศษตกค้างต่ำกว่า 10^{-10}

3. ผลลัพธ์และการอภิปรายผล

3.1 ผลลัพธ์ของวิธีคำนวณแบบ cell by cell

การศึกษานี้พิจารณาผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ออกแบบต่างๆ ได้แก่ $a_1, b, d, L, V_{2', design}$ และ θ_{23} โดยใช้ค่าคำนวณ ดังนี้

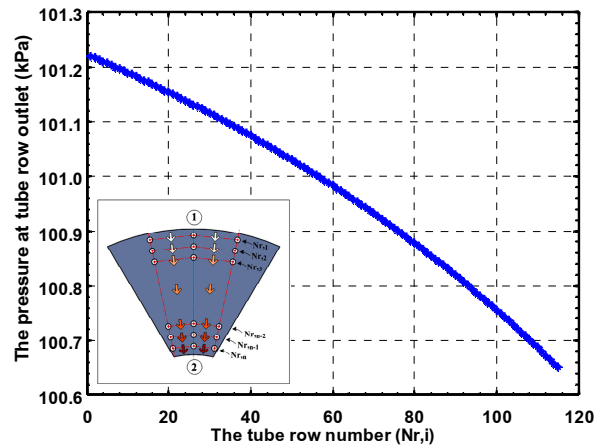
- 1) $a_1 = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0$
- 2) $b = 1.25, 1.5, 2.0, 3.0$
- 3) $d = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0$ cm
- 4) $L = 15, 20, 25, 30$ m
- 5) $V_{2', design} = 5.0, 7.5, 10.0, 12.5, 15.0, 17.5, 20.0, 22.5, 25.0, 27.78$ m/s
- 6) $\theta_{23} = 0^\circ$ (ปล่องตรง)

ผลจากพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', design}$ จะต้องใช้ปล่องลมที่มีขนาด D_2 เป็นดังตารางที่ 1

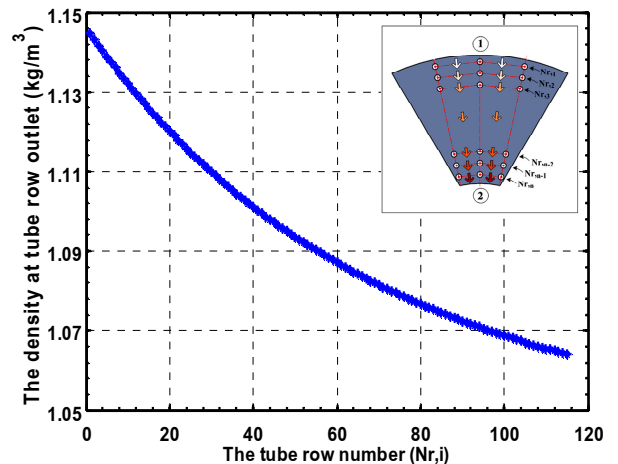
ตารางที่ 1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ออกแบบ

$V_{2', design}$ กับขนาดของปล่องลม D_2

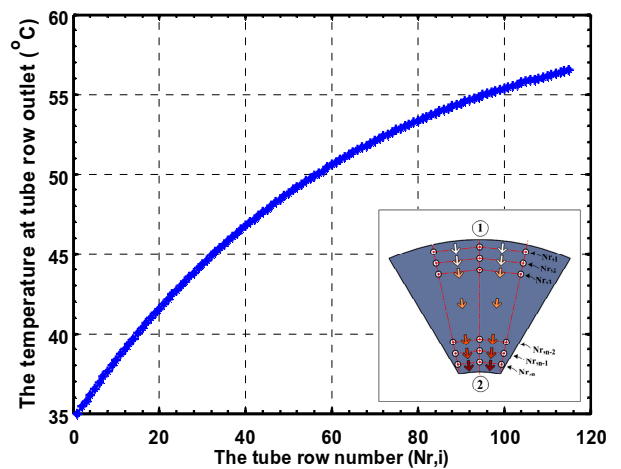
$V_{2', design}$ (m/s)	5.0	7.5	10.0	12.5	15.0
D_2 (m)	40.73	33.26	28.80	25.76	23.51
$V_{2', design}$ (m/s)	17.5	20.0	22.5	25.0	27.78
D_2 (m)	21.77	20.37	19.20	18.22	17.28



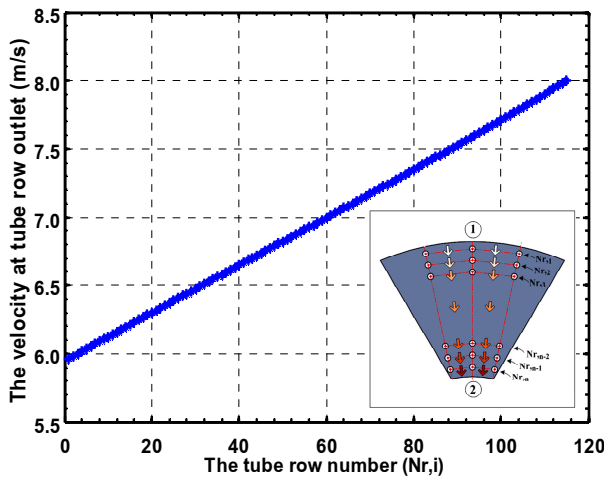
รูปที่ 5 การกระจายตัวของค่าความดันอากาศในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 6 การกระจายตัวของค่าความหนาแน่นอากาศในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 7 การกระจายตัวของค่าอุณหภูมิอากาศในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 8 การกระจายตัวของค่าความเร็วอากาศ
ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 5-8 เป็นผลคำนวณของพารามิเตอร์ ออกแบบ $V_{2', design} = 27.78 \text{ m/s}$ (100 km/h), $D_2 = 17.28 \text{ m}$, $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5 \text{ cm}$, $L = 15 \text{ m}$ ผลคำนวณสุดท้ายจะได้ $N_{tb} = 1206$, $N_r = 114$, $N_{tt} = 137484$, $\dot{Q} = 150.2160 \text{ MW}$, $TTD_2 = 3.4976 \text{ }^\circ\text{C}$ และ $Z = 1307.2350 \text{ m}$ ที่แสดงการกระจายตัวของตัวแปรปฐมภูมิ (primary variables) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ในขณะที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากท่อไอน้ำแถวแรกจนถึงแถวสุดท้าย (การไหลจาก 1-2 ในรูปที่ 2) ก่อนที่จะไหลเลี้ยวตัวเข้าสู่ปากทางเข้าปล่องลมในตำแหน่งที่ 2' จากรูปจะพบว่าค่าความดันและความหนาแน่นจะลดลงตลอดแนวการไหลส่วนค่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้น จะสังเกตว่าค่าอุณหภูมิแตกต่างหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าประมาณ $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ตามค่าออกแบบระบบ ($TTD_2 = T_{steam} - T_{air,2} = 3.5 \text{ }^\circ\text{C}$) และค่าความเร็วจะเพิ่มขึ้นในลักษณะเชิงเส้น เนื่องจากขนาดพื้นที่หน้าตัดของการไหลลดลง ผนวกกับค่าความหนาแน่นที่ลดลง จึงเป็นเหตุให้ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นตลอดแนวการไหลตามกฎอนุรักษ์มวล ซึ่งผลแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงค่าอากาศในระหว่างการไหลนี้จะเป็นจุดเด่นของวิธีคำนวณแบบ cell by cell ที่วิธีคำนวณแบบค่าเฉลี่ยปกติไม่สามารถกระทำได้

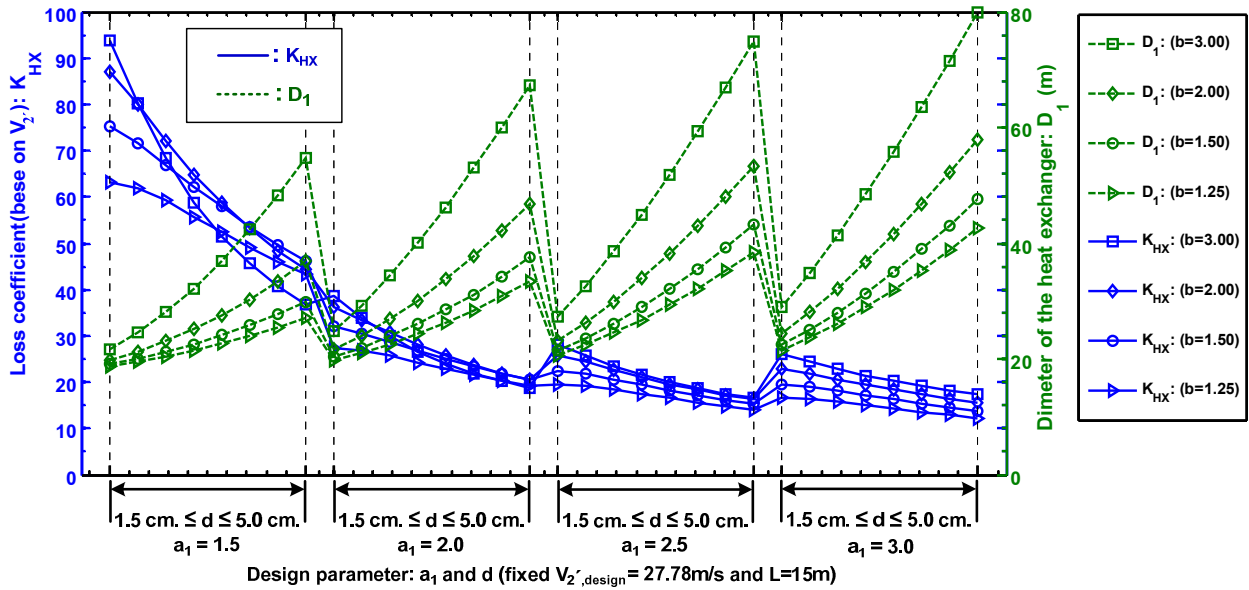
3.2 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบระบบ

รูปที่ 9 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 , b และ d ของโรงจักรไอน้ำขนาด 100 MW (ความร้อนถึง 150 MW) ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (D_1) และสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $K_{HX} = \frac{\Delta P_{12}}{0.5 \rho_2 V_2^2}$ โดยใช้ค่าคำนวณความเร็วลมออกแบบที่คอปโลงลม $V_{2', design} = 27.78 \text{ m/s}$ และความยาวท่อไอน้ำ $L = 15 \text{ m}$ จากกราฟจะพบว่า ถ้าค่า a_1 เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า K_{HX} ลดลง แต่จะส่งผลให้ D_1 ใหญ่ขึ้น ผลกระทบของขนาดท่อไอน้ำ d ที่ใหญ่ขึ้นจะทำให้ K_{HX} ลดลง แต่จะส่งผลให้ขนาด D_1 ใหญ่ขึ้นเช่นกัน ส่วนผลกระทบของค่า b ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ D_1 ใหญ่ขึ้น และ K_{HX} จะสูงขึ้น (ค่า K_{HX} สูงขึ้น จะทำปล่องลมสูงเพิ่มขึ้น) ซึ่งไม่เป็นผลดีต้องลงทุน จากประเด็นท้ายนี้สรุปได้ว่า $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด (เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็ก และการสูญเสียความดันไม่มาก) หากพิจารณาผลกระทบของ a_1 และ d ร่วมกัน จะพบว่า $a_1 = 3.0$ น่าจะดีที่สุด เนื่องจากจะทำให้ K_{HX} ต่ำ ในขณะที่ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใหญ่ขึ้นเพียงเล็กน้อย โดยเฉพาะที่ค่า d ต่ำๆ โดยสรุปผลจากกราฟที่ 6 จะได้ว่าค่าพารามิเตอร์ออกแบบ $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด

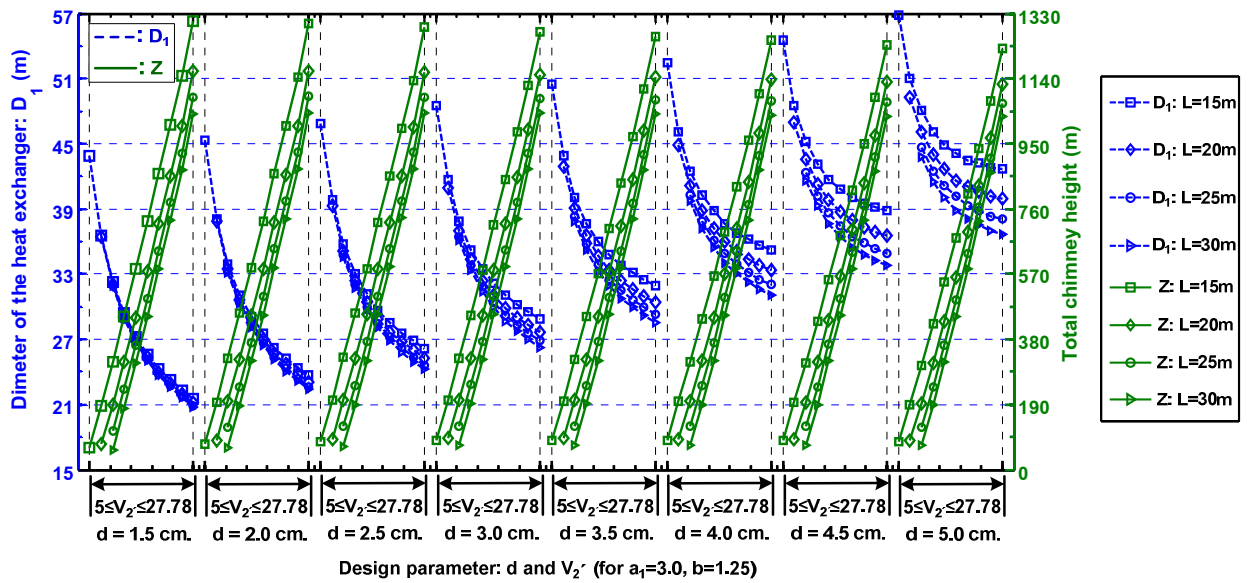
รูปที่ 10 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', design}$, d และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (D_1) และความสูงรวมของปล่องลม (Z) ใช้ค่า $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ (ผลลัพธ์รูปที่ 9) จากกราฟจะพบว่า ผลกระทบของ $V_{2', design}$ ที่สูงขึ้น จะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลง เนื่องจากความเร็วสูงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า แต่จะต้องใช้ปล่องลมที่มีความสูงมากขึ้น (เหตุผลปล่องสูงช่วยเพิ่มการไหลได้ดี ผลการศึกษาก่อนหน้านี้ [14]) ผลกระทบของ L ที่ยาวขึ้นจะทำให้ D_1 ลดลง และความสูงปล่อง Z ลดลง (ท่อไอน้ำที่ยาวขึ้นจะส่งผลให้ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น) สุดท้ายผลกระทบของขนาดท่อ

ไอน้ำ d ที่ขนาดเล็กจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลง เนื่องจากมีค่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตรของเครื่องมากกว่า และทำให้ความสูงของปล่องลมสูงขึ้นเล็กน้อย โดยสรุปค่าพารามิเตอร์ออกแบบที่สามารถสังเกตเห็นผลกระทบต่อระบบได้เด่นชัดที่สุด คือพารามิเตอร์ออกแบบ $d = 1.5$ cm เป็นค่าที่ดีที่สุด

การเลือกพารามิเตอร์ออกแบบค่าต่างๆ ใช้การเปรียบเทียบเชิงขนาดโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความสูงของปล่องลม ที่ยังไม่ได้พิจารณาเหตุผลเชิงเศรษฐศาสตร์ แต่อย่างไรก็ดีชุดข้อมูลพารามิเตอร์ต่างๆ ในรูปที่ 9-10 นั้นสามารถระบายความร้อนได้ตามที่กำหนด ซึ่งสามารถนำไปใช้ในการศึกษาระบบเชิงเศรษฐศาสตร์ให้ลึกซึ้งต่อไปได้



รูปที่ 9 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 , b และ d ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน K_{HX}



รูปที่ 10 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', design}$, d และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และความสูงรวมของปล่องลม Z (ใช้ข้อมูลจากรูปที่ 9: $a_1=3.0$, $b=1.25$)

4. สรุปและข้อเสนอแนะ

บทความนี้นำเสนอหลักการและการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยปล่องลมร้อนทั้งระบบ ที่พิจารณาปฏิสัมพันธ์ร่วมกันระหว่างการไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยใช้สมการเชิงทฤษฎีแบบปริพันธ์ที่สร้างขึ้นเอง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใช้สมการสหสัมพันธ์จากวรรณกรรม และได้พัฒนาวิธีคำนวณแบบ cell by cell ที่มีจุดเด่นคือสามารถเห็นแนวโน้มพฤติกรรมของอากาศในระหว่างที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่าย จากนั้นได้คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ออกแบบระบบที่สามารถระบายความร้อนได้ตามที่กำหนด ผลที่ได้คือ $a=3.0$ $b=1.25$ และ $d=1.5$ cm. เป็นกรณีที่ดีที่สุดเนื่องจากจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กและปล่องลมมีความสูงไม่มาก ขั้นตอนต่อไปจะหาทางออกแบบให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้น และศึกษาเชิงเศรษฐศาสตร์เพื่อพิจารณาสร้างเครื่องทดลองจริง

5. สัญลักษณ์และตัวห้อย

5.1 สัญลักษณ์

- a สัดส่วนของระยะ S_T ต่อขนาดของท่อ (S_T/d)
- A พื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2)
- b สัดส่วนของระยะ S_L ต่อขนาดของท่อ (S_L/d)
- c_p ความจุความร้อนที่ความดันคงที่ ($J/kg \cdot K$)
- d ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (cm)
- Eu เลขไร้มิติออยเลอร์ (Euler number)
- g ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)
- h สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- H ความสูงของปล่องลม (m)
- Hg เลขไร้มิติฮาเจน (Hagen number)
- k สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($W/m \cdot ^\circ C$)
- K_{HX} สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- K_i สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่ทางเข้าปล่องลม
- L ความยาวของท่อไอน้ำ (m)
- L_q ตัวแปรไร้มิติ L ev eque number

- m อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
- N_r จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหล
- N_{th} จำนวนท่อในหนึ่งแถวใดๆ (จำนวนท่อในทิศตั้งฉากกับการไหล)
- N_t จำนวนท่อทั้งหมด ($N_r N_{th}$)
- Nu เลขไร้มิตินัสเซลท์ (Nusselt number)
- P ความดันของอากาศ (Pa)
- Pr เลขไร้มิติเลขพรันท์ (Prandtl number)
- \dot{Q} พลังงานความร้อน (W)
- R ค่าคงที่ของแก๊ส ($J/kg \cdot K$)
- Re เลขไร้มิติเรโนลด์ (Reynolds number)
- S_L ระยะห่างของท่อในแนวขนานกับการไหล (cm)
- S_T ระยะห่างของท่อในแนวตั้งฉากกับการไหล (cm)
- T อุณหภูมิของอากาศ ($K, ^\circ C$)
- TTD_2 อุณหภูมิแตกต่างสุดท้ายหลังจากออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^\circ C$)
- V ความเร็วของอากาศในปล่อง (m/s)
- Z ความสูงรวมของปล่องลม ($L+H$: m)
- θ_{23} มุมองศาการบานตัวของปล่องลมช่วง 2-3
- μ ความหนืดพลศาสตร์ของของไหล (dynamic viscosity of fluid: $Pa \cdot s$)
- ρ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
- ν ความหนืดจลนศาสตร์ของของไหล (kinematic viscosity of fluid: $m^2 \cdot s$)

5.2 สัญลักษณ์ตัวห้อย

- 1, 2, ..., n ตัวเลขใช้เรียกชื่อแถวของท่อไอน้ำ ($N_{r,n}$) สำหรับใช้วิเคราะห์การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- $\infty, 1, 2, 2', 3$ ตัวเลขบอกตำแหน่งต่างๆ ในระบบปล่องลมร้อน (ในรูปที่ 2)
- air, cell, design อากาศ, เซลล์ (ในรูปที่ 4), ออกแบบ
- i, m, o ทางเข้า, ค่าเฉลี่ย, ทางออก
- steam, s, w ไอน้ำ, พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวท่อไอน้ำ

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] El-Wakil, M.M. (1984). *Powerplant Technology*, International editions, McGraw-Hill.
- [2] Haaf, W., et al. (1983). Solar chimney, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares, *International Journal of Sustainable Energy*, Vol. 2(1), January 1983, pp. 3 - 20.
- [3] Ferreira, A. G., et al. (2008). Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying, *International Journal of Solar Energy*, Vol. 82, September 2007, pp. 198 - 205.
- [4] Chitsomboon, T. (2001). A validated analytical model for flow in solar chimney, *International Journal of Renewable Energy Engineering*, Vol. 3(2), August 2001, pp. 339 - 346.
- [5] Chitsomboon, T. and Tongbai, P. (1999). The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney, paper presented in *the 13th National Mechanical Engineering Conference 1999*, Pataya, Thailand.
- [6] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. (2007). Dynamic similarity in solar chimney modeling, *International Journal of Solar Energy*, Vol. 81, April 2007, pp. 1439 – 1446.
- [7] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. (2009). Accuracy of theoretical model in the prediction of solar chimney performance, *International Journal of Solar Energy*, Vol. 83, July 2009, pp. 1764 – 1771.
- [8] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. (2009). A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling, *International Journal of Solar Energy*, Vol. 83, October 2009, pp. 2136 – 2143.
- [9] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. (2009). Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling, *International Journal of Solar Energy*, Vol. 83, July 2009, pp. 1611 – 1618.
- [10] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. (2004). The Use of Attic and Chimney to Enhance Air Ventilation: A Numerical Analysis, paper presented in *the 18th National Mechanical Engineering Conference 2004*, Khonkaen, Thailand.
- [11] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. (2008). Enhancements of Solar Chimney for Building Ventilation, paper presented in *the 4th Conference on Energy Network of Thailand 2008*, Nakhon Pathom, Thailand.
- [12] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. (2008). Parameters Affecting Ventilation in Building using Solar Chimney, paper presented in *the 22th National Mechanical Engineering Conference 2008*, Pathum Thani, Thailand.
- [13] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. (2009). Efficiency Enhancement for Natural Ventilation in Building using Solar Chimney System, paper presented in *the 23th National Mechanical Engineering Conference 2009*, Chiang Mai, Thailand.
- [14] Hemsuwan, W., Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. (2011). Heat Removal from Steam Power Plant by a Thermal Chimney, paper presented in *the 7th Conference on Energy Network of Thailand 2011*, Phuket, Thailand.
- [15] VDI heat atlas, (2010). *VDI - GVC (Second edition)*, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [16] Mratin, H. (2002). The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science*, Vol. 57, pp. 3217-3223.

- [17] Gaddis, E. S., and Gnielinski, V. (1985). Pressure drop in cross flow across tube bundles. *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 25, pp. 1-15, Quoted in Mratin, H. (2002). The generalized L ev eque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science*, Vol. 57, pp. 3217-3223.
- [18] Kr oger, D. G. (2004). *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal flow performance evaluation and design*, Volume I-II, PennWell Corporation.
- [19] Stoecker, W.F. (1989). *Design of Thermal Systems*, 3rd edition, McGraw-Hill.