



การทิ้งความร้อนของเครื่องจักรไอน้ำด้วยปล่องลมร้อน: ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

HEAT REMOVAL FROM STEAM ENGINE USING THERMAL CHIMNEY:

SIZE OF HEAT EXCHANGER

วิฑูรย์ เหมสุวรรณ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

*Corresponding author, E-mail: withun@sut.ac.th

บทคัดย่อ

ระบบทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อนของโรงจักรไอน้ำ เป็นระบบที่ใช้อากาศเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทิ้งจากโรงจักรไอน้ำ โดยตรง (ไม่ใช้น้ำ) เพื่อลดข้อจำกัดของระบบน้ำหล่อเย็นและหอคอยเย็นแบบเปียกที่นิยมใช้ในปัจจุบัน หลักการทำงาน คือ อากาศใต้ปล่องลมดูดซับความร้อนจากไอเสียของเครื่องจักรไอน้ำ โดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศสูงขึ้นแล้วลอยตัวออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ แต่ปัญหาหลักของวิธีนี้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจมีขนาดใหญ่และราคาแพงกว่าระบบเดิม จึงต้องศึกษาวิจัยเพื่อหาทางออกแบบให้คุ้มค่า บทความนี้นำเสนอวิธีการวิเคราะห์ระบบเชิงทฤษฎี ด้วยการพัฒนาสมการคณิตศาสตร์แบบปริพันธ์ นำเสนอวิธีคำนวณแบบ cell by cell การศึกษาในขั้นต้นนี้ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นกลุ่มท่อไอน้ำวางเรียงตัวเป็นแถวตรงกัน และไม่มีครีบริบายความร้อน ได้ศึกษาถึงผลกระทบจากปัจจัยออกแบบต่าง ๆ ได้แก่ ระยะห่างของการจัดวางกลุ่มท่อไอน้ำ ขนาดและความยาวของท่อไอน้ำ และความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่องลม ผลการศึกษาพบว่า การจัดวางกลุ่มท่อให้มีระยะห่างระหว่างท่อในแถวแรกกับระยะห่างในแถวถัดมาเท่ากับ 3.0 และ 1.25 เท่าของขนาดท่อ เป็นกรณีที่ดีที่สุด ท่อไอน้ำขนาดเล็กและความเร็วลมออกแบบที่สูงขึ้นจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลงแต่ปล่องลมจะสูงขึ้น

คำสำคัญ: การทิ้งความร้อน; ปล่องลมร้อน; การทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อน; เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

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. Therefore, it must be investigated the viability. Theoretical analysis was performed by creating a mathematical model to study the effect of design parameters, which are: tube bundle spaces, tube diameters, tube lengths, and air velocities at the base of the chimney. These parameters should affect the size of heat exchanger and the total chimney height. In this primary study, the tube bundle of the heat exchanger was an in-line type

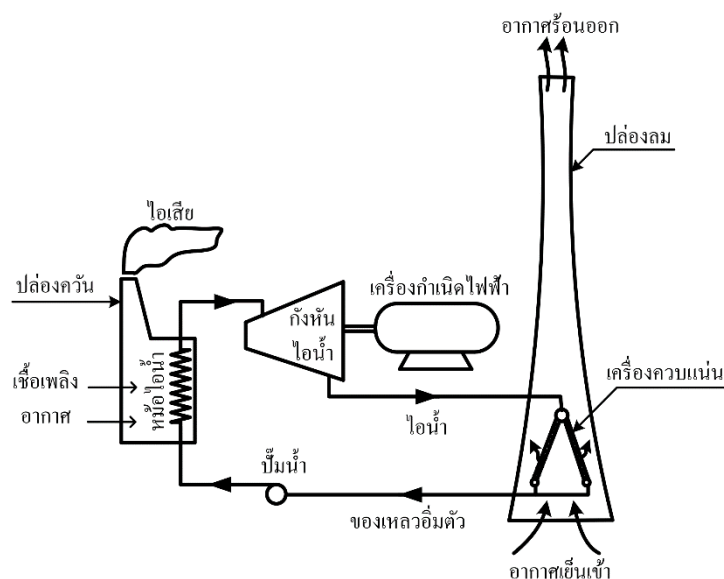
without fining. The results show that the transverse pitch ratio at the first tube-row equal to 3.0 and longitudinal pitch ratio equal to 1.25 are the best design point. The smaller tubes and higher air velocities can reduce the size of the heat exchanger, but the chimney height will increase.

KEYWORDS: heat removal; thermal chimney; heat removal with thermal chimney; heat exchanger

1. บทนำ

การทิ้งความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง (steam power plant) ที่ต้องทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึงประมาณ 1.5 - 2.0 เท่าของพลังงานที่ใช้ผลิตงานเพลลา [1] ปัจจุบันนิยมใช้ระบบน้ำหล่อเย็นควบกับหอคอยเย็นแบบเปือก ซึ่งมีข้อดีหลายประการ เช่น ใช้น้ำปริมาณมาก มีต้นทุนและงบประมาณปฏิบัติการสูง รวมทั้งยังส่งผลเสียต่อสิ่งแวดล้อม เป็นต้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้พัฒนาต่อขั้นตอนการทิ้งความร้อนด้วย ปล่องลมร้อน (thermal chimney) เพื่อกำจัดข้อดีของระบบหล่อเย็นแบบเดิม

ระบบทิ้งความร้อนที่นำเสนอนี้เป็นระบบที่ใช้อากาศแวดล้อมมาระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง หลักการทำงานของระบบนี้คือ อากาศใต้ปล่องลมจะดูดซับความร้อนทิ้งจากเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ ดังนั้นระบบนี้จึงไม่ต้องใช้พัดลมช่วยดูดอากาศ ดังรูปที่ 1

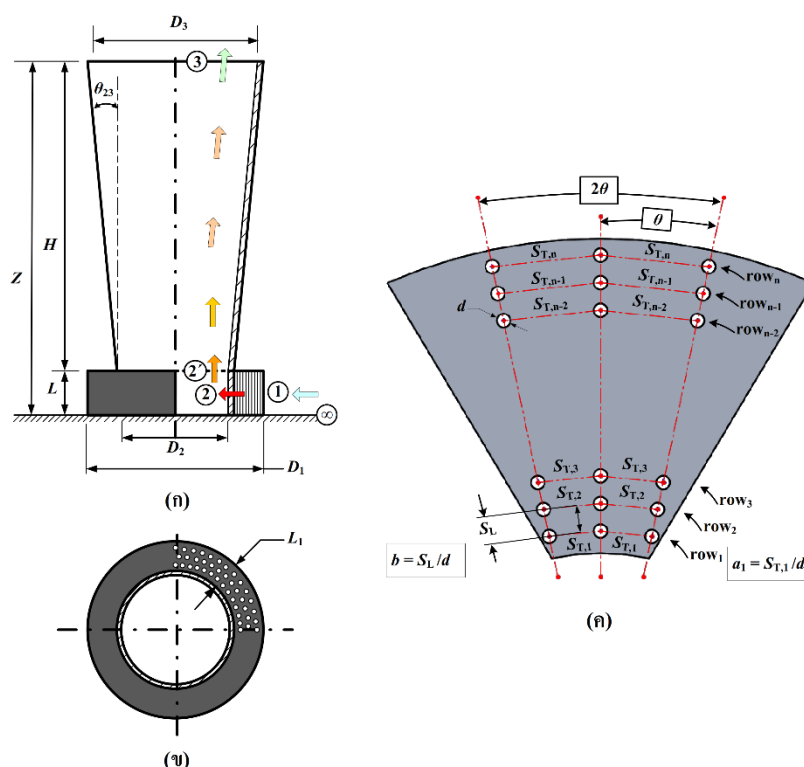


รูปที่ 1 ระบบนำทิ้งความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน อย่างง่าย

หลักการทำงานดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกับระบบ ปล่องลมแดดเพื่อผลิตไฟฟ้า (solar chimney power plant) [2] เพียงแต่ระบบปล่องลมแดดจะรับพลังงานความร้อนจากแสงแดดโดยอาศัยหลังคากระจกแล้วนำเอาพลังงานการไหลของอากาศในปล่องลมไปผลิตไฟฟ้า ระบบปล่องลมแดดนี้เคยมีการสร้างเครื่องแล้วพิสูจน์ว่าสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้จริง [2] และมีงานวิจัยที่ประยุกต์ใช้ระบบดังกล่าวนี้ในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร [3] ได้มีการศึกษาวิจัยระบบปล่องลมแดดเพื่อหาทางเพิ่มประสิทธิภาพและประยุกต์ใช้งานมากมาย โดยเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ศึกษาเชิงตัวเลข และการสร้าง

ทดลองหุ่นทดลองขนาดเล็กเพื่อทำนายผลในโรงงานต้นแบบขนาดใหญ่ [4-9] นอกจากนี้ยังเอาไปประยุกต์ใช้งานในการระบายอากาศภายในอาคาร [10-13] จากการศึกษาที่ผ่านมาพบประเด็นที่น่าสนใจ คือ ขนาดและลักษณะของปล่องลมมีผลต่อศักยภาพการไหลของอากาศอย่างมาก ซึ่งเป็นแรงจูงใจนำมาสู่การศึกษาเพื่อพัฒนาระบบทั้งความร้อนโดยใช้ระบบปล่องลมร้อน

ในการศึกษาเชิงทฤษฎีก่อนหน้านี้ [14-15] ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์วิเคราะห์ระบบเบื้องต้น และได้ตรวจสอบผลลัพธ์กับผลคำนวณเชิงตัวเลขจากโปรแกรมวิเคราะห์การไหล CFD สำเร็จรูป ANSYS CFX ซึ่งผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับผลคำนวณเชิงตัวเลขสอดคล้องกันดีมาก และพบว่าการทำปล่องลมให้สูงขึ้นและปลายบานออกสามารถเพิ่มการไหลและทั้งความร้อนได้มาก แต่อย่างไรก็ดีในการศึกษาก่อนหน้านั้น ได้กำหนดขนาดของพลังความร้อนทั้งของระบบขึ้นมาเป็นค่าหนึ่งตามต้องการ แล้วพยายามหาทางออกแบบรูปทรงของปล่องลมให้สามารถระบายความร้อนปริมาณนั้นให้ได้ตามที่กำหนด โดยยังไม่มีมีการจำลองโมเดลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในบทความนี้จะนำเสนอการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนนี้ให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น โดยพิจารณาความสัมพันธ์ร่วมกันระหว่างการไหลในปล่องลมและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อศึกษาถึงผลกระทบจากปัจจัยออกแบบต่าง ๆ ได้แก่ ระยะห่างของการจัดวางตัว ขนาด และความยาวของกลุ่มท่อไอน้ำ รวมถึงความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้า และมุมมองการบานตัวของปล่องลม ที่ส่งผลกระทบต่อขนาดโดยรวมของระบบ โดยในการศึกษานี้ได้ใช้การจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นกลุ่มท่อไอน้ำแบบไม่มีครีบริบายความร้อน (no fin) โดยวางตัวเป็นแถวตรง (in-line) ล้อมรอบฐานของปล่องลม ดังในรูปที่ 2



รูปที่ 2 ลักษณะการจัดวางท่อไอน้ำในระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน:
(ก) ภาพด้านหน้า (ข) ภาพด้านล่าง (ค) ภาพขยายการจัดวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ in-line

2. วิธีดำเนินการวิจัย

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

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

ความสัมพันธ์ระหว่างมิติการจัดวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำกับขนาดของปล่องลมในรูปที่ 2 เป็นดังนี้
จำนวนของท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (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 ใด ๆ ($S_{T,n}$)

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

Transverse pitch ratio ของแถวที่ n ใด ๆ (a_n)

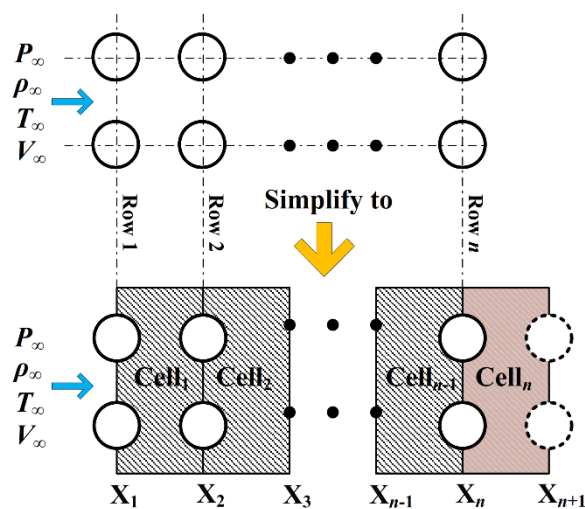
$$a_n = \frac{S_{T,n}}{d} \quad (6)$$

แนวทางในการออกแบบและเลือกขนาดมิติของกลุ่มท่อไอน้ำ สามารถกระทำดังนี้

- 1) กำหนดขนาดท่อ (d) และ transverse pitch ratio ของแถวที่ 1 (a_1)
- 2) คำนวณหาจำนวนท่อในแถวใด ๆ (N_{row}) จากสมการที่ (1) และเลือกจำนวนท่อที่เป็นเลขลงตัว
- 3) นำค่า N_{row} ที่ได้ไปคำนวณหาตัวแปรมิติอื่น ๆ ตามสมการที่ (2) – (6) และกำหนดให้ระยะห่างของท่อในแต่ละแถว (S_L) เท่ากันในทุกแถว ซึ่งค่าตัวแปรมิติต่าง ๆ ที่ได้นี้ จะนำไปใช้ในการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อน ต่อไป

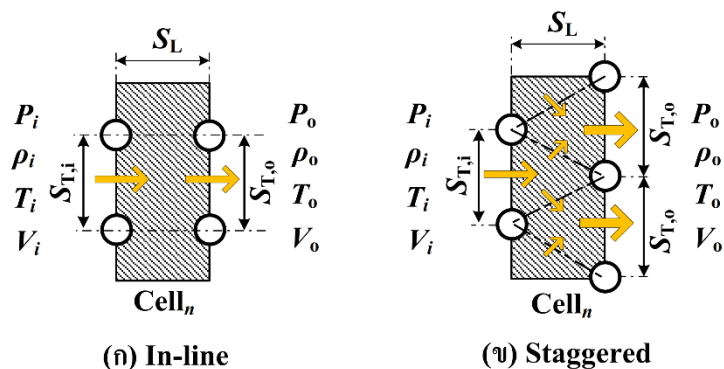
2.1 การจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยวิธีแบบ cell by cell

ความร้อนปริมาณมาก (150 MW) ที่อากาศรับมาจากโรงจักรไอน้ำเพื่อระบายออกสู่สิ่งแวดล้อมที่ปลายปล่องลม นั้น จะต้องใช้ท่อไอน้ำจำนวนมากเพื่อให้สามารถส่งผ่านความร้อนให้ได้ตามปริมาณที่กำหนด ผนวกกับขนาดหน้าตัดของการไหลที่ลดลงตามเส้นทางการไหลจาก 1-2 (รูปที่ 2(ค)) และเป็นการไหลแบบเร่งตัว (ปกติอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อร้อน จะเป็นการไหลแบบเร่งตัวเนื่องจากค่าความหนาแน่นลดลง) จากเหตุผลข้างต้น จึงไม่เหมาะที่จะวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบใช้ค่าเฉลี่ยที่ทางเข้าและทางออก (การวิเคราะห์การไหลผ่านกลุ่มท่อ แบบทั่วไป) โดย [16] ให้ข้อเสนอแนะว่า “การคำนวณการสูญเสียความดัน (pressure drop) ของอากาศที่ไหลแบบตั้งฉาก ผ่านกลุ่มท่อที่มีจำนวนแถวของท่อ N_r มาก ๆ ($N_r \gg 10$) ให้ใช้การคำนวณเป็นแบบทีละแถว (row by row) โดยที่คุณสมบัติของอากาศและความเร็วที่ใช้คำนวณ ให้ใช้ค่าเฉลี่ยในแถวนั้น ๆ ซึ่งการสูญเสียความดันรวมตลอดการไหลจะเท่ากับผลรวมของค่าสูญเสียความดันย่อยที่คำนวณได้ในแต่ละแถว” ดังนั้น การคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในการศึกษานี้ จึงได้ใช้วิธีการคำนวณเป็นแบบทีละเซลล์ (cell by cell) ดังรูปที่ 3 - 4



รูปที่ 3 การจำลองการจัดวางกลุ่มท่อแบบปกติ ให้เป็นแบบ cell ของกลุ่มท่อ เพื่อช่วยอธิบายวิธีการคำนวณแบบ cell by cell ในรูปที่ 4

จากรูปที่ 3 จะพบว่า การวิเคราะห์แบบ cell (1 cell มีท่อ 1 แถว) จะต้องทำการเพิ่มจำนวนแถวอีก 1 แถว เพื่อให้ได้จำนวนท่อที่ใช้วิเคราะห์เท่ากับจำนวนท่อของ tube bundles เดิม การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อน แบบ cell by cell สามารถกระทำได้ ดังนี้



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

จากรูปที่ 4 จะพบว่าตัวแปรอากาศที่ต้องการทราบค่าที่ด้านทางออกของ cell ได้แก่ P_o , ρ_o , T_o และ V_o (ค่าตัวแปรที่ทางเข้าทราบค่า เนื่องจากเป็นเงื่อนไขขอบที่กำหนด) ดังนั้นจะต้องจำลองสมการทั้งหมด 4 สมการ ซึ่งสามารถกระทำดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

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

สมการการส่งผ่านความร้อน (อนุรักษ์พลังงาน)

$$\dot{Q}_{cell} = \dot{m}_{p,m} (T_o - T_i) = h_m A_{s,cell,t} \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln \left\{ (T_w - T_i) / (T_w - T_o) \right\}} \quad (8)$$

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (8) เป็นพจน์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพาความร้อน โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h_m) สามารถคำนวณได้จากสมการสหสัมพันธ์ของ [17] ซึ่ง $h_m = f^n(\text{Re}, \text{Pr}, a, b, \text{Hg}, \text{Type})$ และค่าพลังงานความร้อนรวมที่อากาศได้รับจะเท่ากับผลรวมของค่าความร้อนในแต่ละ cell

สมการสมดุลความดัน (อนุรักษ์โมเมนตัม)

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

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (9) เป็นสมการการสูญเสียความดันของการไหลผ่าน tube bundles ของ [18] ซึ่งค่าเลข Hagen number ($Hg = 2 f \text{Re}^2$) สามารถคำนวณได้จากสมการของ [17] ที่พัฒนามาจากสมการสหสัมพันธ์ของ [18]

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 และผนังท่อไอน้ำ ตามลำดับ ใช้สำหรับการวิเคราะห์ค่าตัวแปรอากาศที่ไหลเข้า-ออก cell tube bundle

สมการที่ (7) – (10) เป็นสมการหลักสำหรับใช้วิเคราะห์การไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศที่ไหลผ่าน cell tube bundles ที่มีจำนวนสมการเท่ากับจำนวนตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า (4 สมการ, 4 ตัวแปร) และการคำนวณในช่วงนี้จะคำนวณแบบทีละแถวต่อกันไปเรื่อย ๆ จากทางเข้า ไปจนถึงทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ที่ตำแหน่งที่ 1 – 2 ตามรูปที่ 2(ก))

2.2 การจำลองการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งระบบ

การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนทั้งระบบสามารถกระทำได้นี้ หากพิจารณารูปที่ 2(ก) จะพบว่าตัวแปรอากาศพื้นฐาน (ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว) ที่ต้องการทราบค่าในระบบมีอยู่ 4 ตำแหน่งหลัก ได้แก่ ตำแหน่งที่ 1, 2, 2' และ 3 (ตำแหน่ง ∞ เป็นเงื่อนไขแวดล้อมที่ทราบค่า) ดังนั้นการวิเคราะห์ทั้งระบบสามารถทำได้ด้วยการจำลองสมการในแต่ละช่วงการไหลใด ๆ คือ

1) การไหลจาก ∞ - 1 กำหนดให้เป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (isothermal process)

การไหลแบบอุณหภูมิคงที่

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

อากาศแวดล้อมที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วศูนย์ เป็น V_1 ที่ทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งที่ 1) ดังนั้นจะได้สมการพลังงาน หรือสมการสมดุลความดันรวมจะเป็นดังนี้

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

สมการสถานะ (equation of state) ของแก๊สอุดมคติ ณ ตำแหน่งที่ 1

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

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก 1 – 2

การคำนวณการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2 สามารถคำนวณได้ด้วยวิธีการคำนวณแบบ cell by cell (สมการที่ 7-10) ร่วมกับสมการสหสัมพันธ์ (collection equation) ของ [17] ซึ่งจะได้ค่าตัวแปรอากาศ (P_o , ρ_o , T_o และ V_o) ที่ตำแหน่งทางออกจาก cell tube bundles ในแถวต่าง ๆ รวมถึงค่าที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่ง 2)

3) การไหลเฉียดตัวผ่านช่วงคอทางเข้าปล่องลม 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 [19]

$$P_{i2} - P_{2'} = \frac{1}{2} K_i \rho_2 V_2^2 \quad (15)$$

$$\text{เมื่อ } P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2$$

พจน์ด้านขวามือของสมการที่ (15) เป็นพจน์ของการสูญเสียความดันเนื่องจากการไหลเสี้ยวตัวของอากาศเข้าสู่คอปลอง (ตำแหน่งที่ 2') และ K_f เป็นค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียที่คอปลอง ซึ่งมีค่าเท่ากับ 3 สำหรับกรณีของปล่อง $\frac{D_2}{L} < 3$ [19]

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

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_{2'}}{\rho_{2'}} \right) + \frac{V_{2'}^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_3}{\rho_3} \right) + gH + \frac{V_3^2}{2} \quad (18)$$

เนื่องจากไม่มีการส่งผ่านความร้อนในปล่องและไม่เกิดการสูญเสียเนื่องจากความฝืด 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 จะสังเกตว่าวิธีการที่นำเสนอจะมีความคล้ายคลึงกับวิธีการแก้ปัญหาการไหลด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (finite volume method) ใน 1 มิติ ที่พิจารณาการไหลเข้า-ออกปริมาตรควบคุมเล็ก ๆ (หรือ cell ของ tube bundles) ที่สนใจ เพียงแต่กรรมวิธีปริมาตรจำกัด จะใช้แก้สมการควบคุมแบบอนุพันธ์ แต่วิธีที่นำเสนอจะใช้แก้สมการควบคุมแบบปริพันธ์โดยตรง ในส่วนของชุด

สมการที่ใช้วิเคราะห์การไหลในช่วง $\infty-1$ และการไหลในปล่องลม (การไหลจาก 2'–3) นั้นได้จากผลการศึกษาก่อนหน้านี้ [15] ที่ได้เปรียบเทียบผลลัพธ์กับผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD จนเกิดความมั่นใจ แล้วจึงได้นำมาใช้จำลองในการศึกษานี้

กำหนดเงื่อนไขออกแบบ และความสัมพันธ์ต่อระบบฯ (พิจารณารูปที่ 2 ประกอบ)

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

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

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

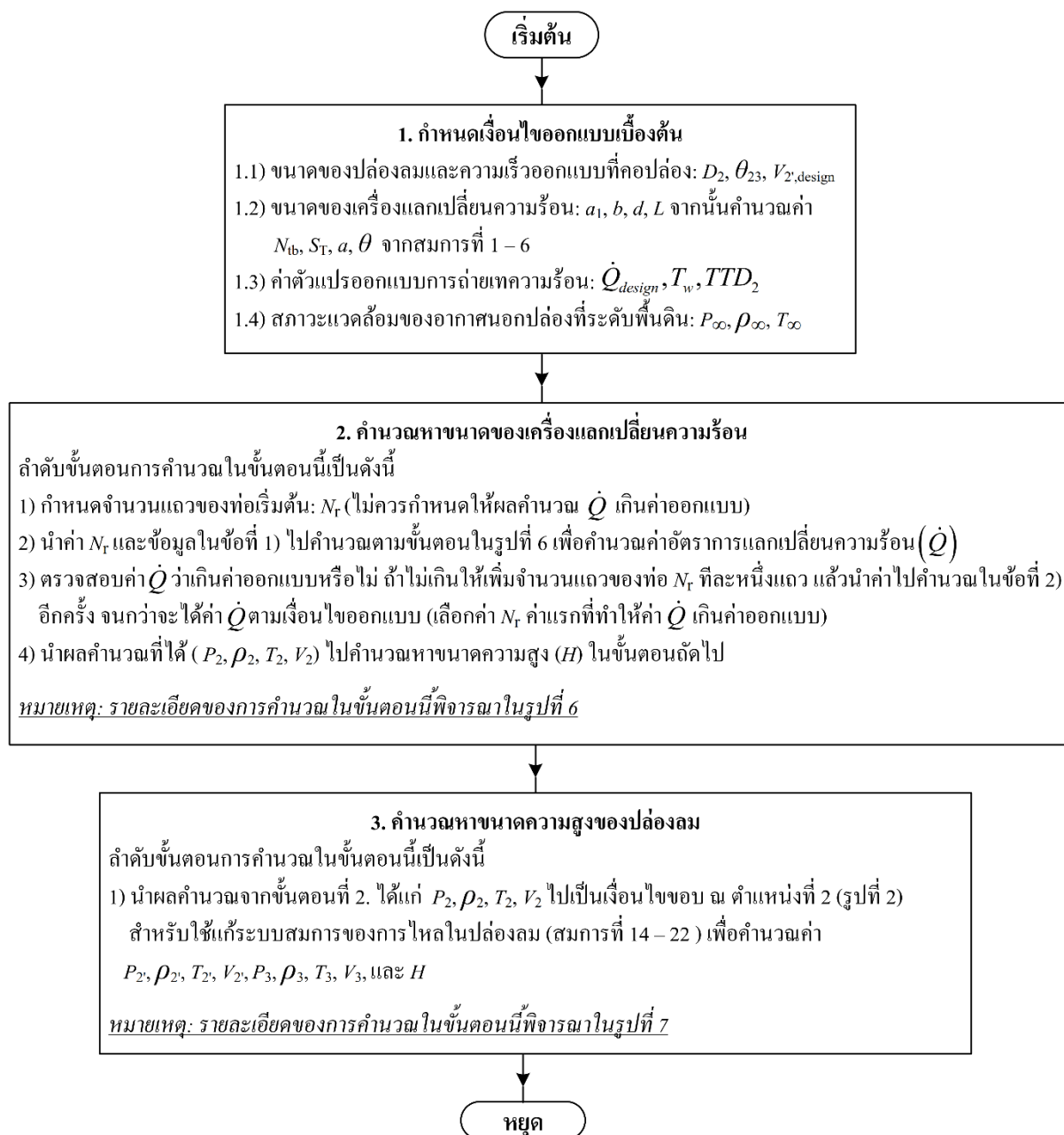
ข้อที่ 4: กำหนดค่ามิติ-ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้คำนวณ ได้แก่ a_1, b, d, L

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

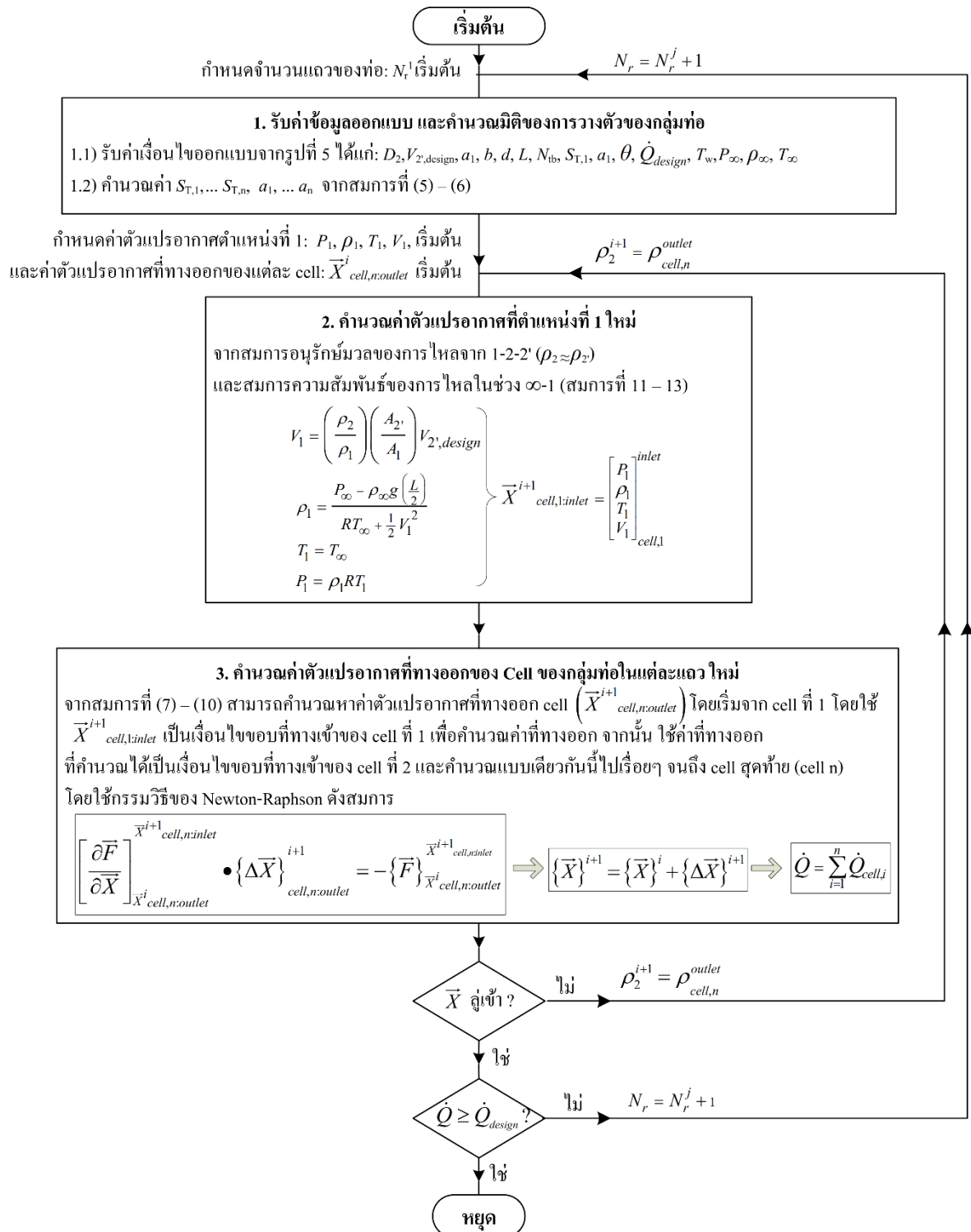
ผลจากข้อที่ 1: จะได้ความเร็วหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น $V_2 \approx V_{2'} \frac{D_2}{4L}$ และจะได้ความเร็วลมก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนเป็น $V_1 = V_2 \frac{a_1}{a_n} \frac{\rho_{r,1}}{\rho_{r,n}}$ (a_1, a_n เป็นค่าที่ทราบจากข้อกำหนดที่ 4 และผลคำนวณจากสมการที่ (5) – (6) ตามลำดับ ส่วน $\rho_{r,1}, \rho_{r,n}$ ยังไม่ทราบค่า ซึ่งจะต้องทำการคำนวณแบบ iteration จนกว่าระบบสมการทั้งหมดจะเป็นจริง)

จากเงื่อนไขข้อกำหนดที่ใช้ในการออกแบบระบบ และสมการทั้งหมดที่ได้กล่าวมาข้างต้น สามารถคำนวณหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและขนาดของปล่องลมได้ สำหรับการหาคำตอบให้กับระบบสมการนั้น ผู้วิจัยได้ใช้กรรมวิธีเชิงเลขของ Newton-Raphson [20] ด้วยการเขียนโค้ดโปรแกรมคอมพิวเตอร์ MATLAB ช่วยคำนวณ โดยขั้นตอนการคำนวณเป็นดังแสดงรูปที่ 5-7

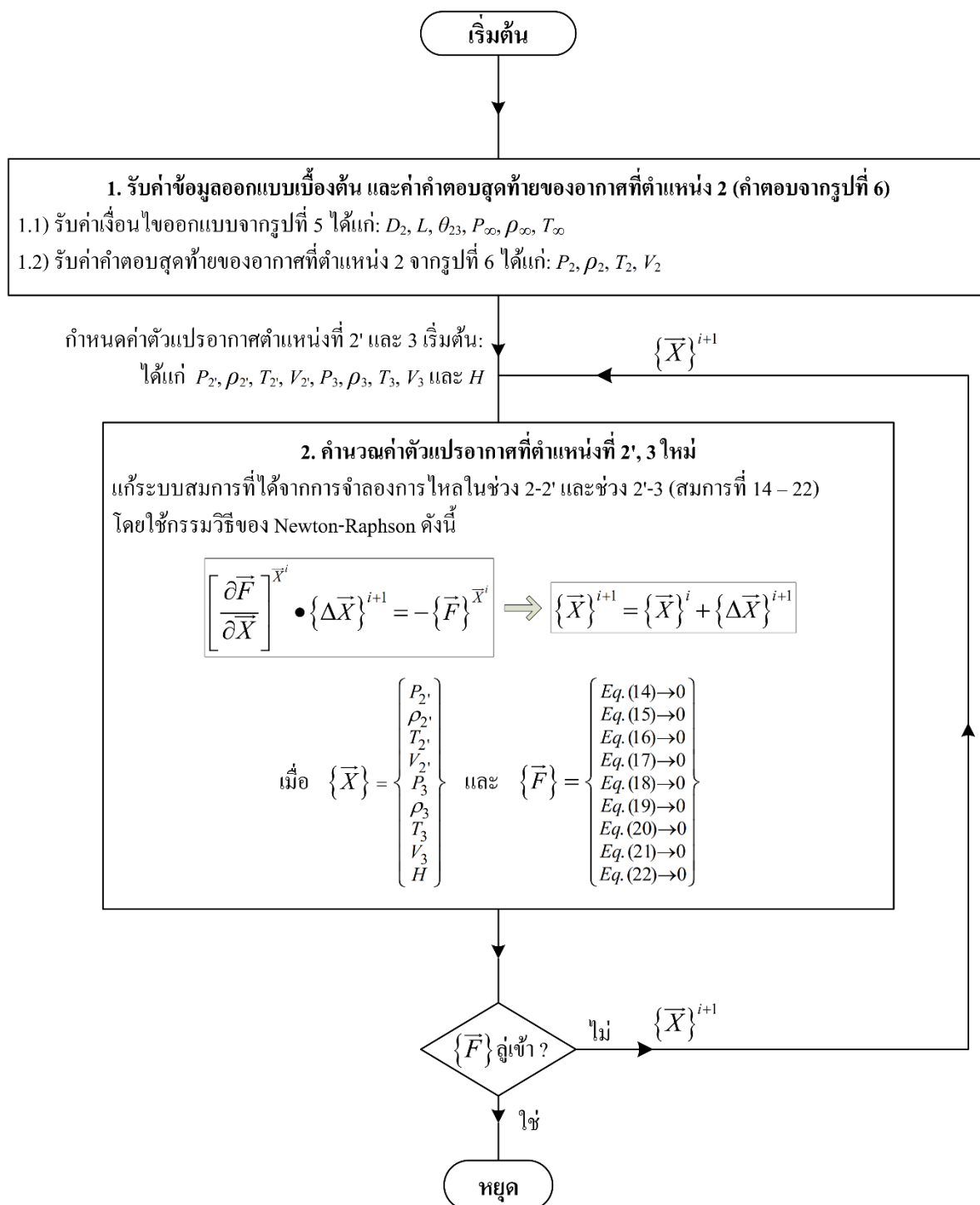
ความมั่นใจในความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโค้ดโปรแกรมที่สร้างขึ้น พิจารณาจากค่าเศษตกค้าง (residual) ของสมการต่าง ๆ ที่จะต้องมีค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ โดยได้กำหนดให้สิ้นสุดการคำนวณเมื่อค่าเศษตกค้างต่ำกว่า 10^{-10}



รูปที่ 5 ลำดับขั้นตอนการออกแบบโดยรวมเพื่อหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และขนาดของปล่องลมระบายความร้อน



รูปที่ 6 ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 7 ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของปล่องลม (ความสูง) โดยใช้คำตอบสุดท้ายที่ตำแหน่งที่ 2 เป็นเงื่อนไขที่ขอบ

3. ผลลัพธ์และการอภิปราย

3.1 ผลลัพธ์ของวิธีคำนวณแบบ cell by cell

การศึกษานี้จะพิจารณาผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ออกแบบต่าง ๆ ได้แก่ a_1 , b , d , L , $V_{2', \text{design}}$ และ θ_{23} โดยใช้ค่าคำนวณ ดังนี้

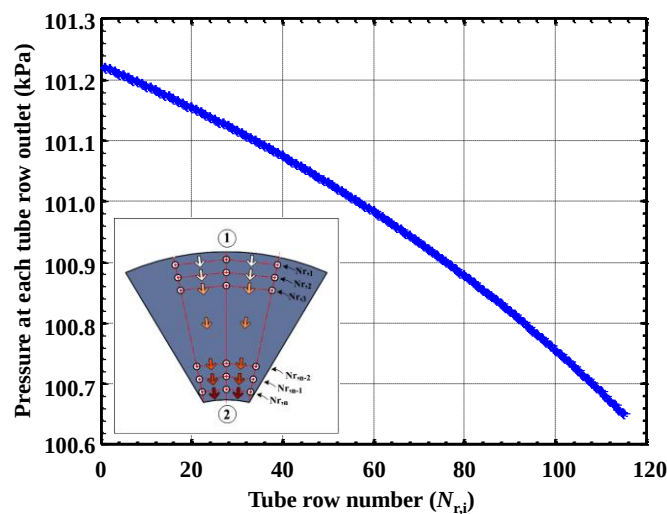
- 1) $a_1 = 1.5, 2.0, 2.5$, และ 3.0
- 2) $b = 1.25, 1.5, 2.0$, และ 3.0
- 3) $d = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5$, และ 5.0 cm
- 4) $L = 15, 20, 25$, และ 30 m
- 5) $V_{2', \text{design}} = 5.0, 7.5, 10.0, 12.5, 15.0, 17.5, 20.0, 22.5, 25.0$, และ 27.78 m/s
- 6) $\theta_{23} = 0^\circ$ (ปัดตรง)

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

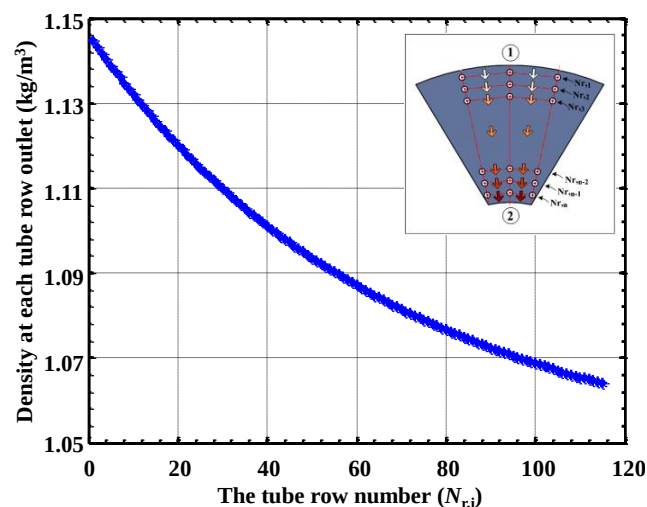
ตารางที่ 1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{design}}$ กับขนาดของปล่องลม D_2

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

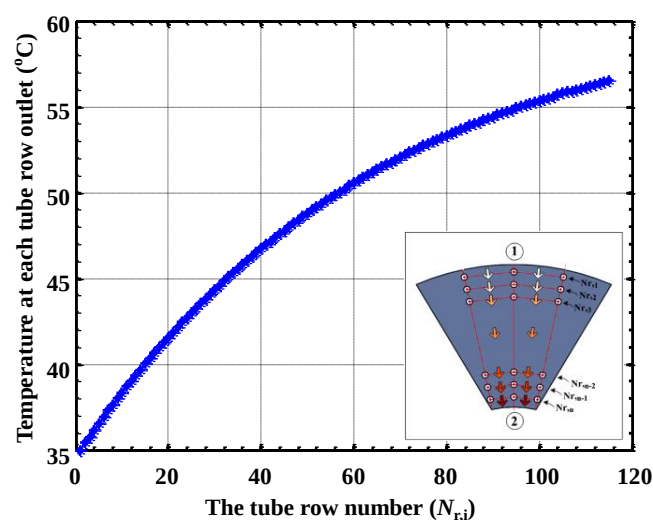
รูปที่ 8 เป็นตัวอย่างของผลคำนวณของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s (100 km/h), $D_2 = 17.28$ m, $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m โดยผลคำนวณสุดท้ายของระบบคือ $N_{\text{tb}} = 1206$, $N_r = 114$, $N_{\text{tt}} = 137484$, $\dot{Q} = 150.2160$ MW, $TTD_2 = 3.4976^\circ\text{C}$ และ $Z = 1307.2350$ m ที่แสดงการกระจายตัวของตัวแปรปฐมภูมิ (primary variables) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ในขณะที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากท่อไอน้ำแถวแรกจนถึงแถวสุดท้าย (การไหลจาก 1-2 ในรูปที่ 2) ก่อนที่จะไหลเลี้ยวตัวเข้าสู่ปากทางเข้าปล่องลมในตำแหน่งที่ 2' จากรูปจะพบว่าค่าความหนาแน่นจะลดลงตลอดแนวการไหลเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเพราะได้รับความร้อนจากไอน้ำภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และจะสังเกตว่าค่าอุณหภูมิแตกต่างที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าประมาณ 3.5°C ตามค่าออกแบบระบบ ($TTD_2 = T_{\text{steam}} - T_{\text{air},2} = 3.5^\circ\text{C}$) ถึงแม้ว่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นตลอดแนวการไหลซึ่งมีแนวโน้มที่จะส่งผลให้ค่าความดันเพิ่มขึ้นตามหลักของสมการสถานะของอากาศ แต่ค่าความดันจริงลดลงตลอดแนวการไหลเนื่องจากการสูญเสียที่เป็นผลมาจากแรงเสียดทานที่ผนังของท่อไอน้ำดังในสมการที่ 9 และค่าการสูญเสียความดันสุทธิประมาณ 600 Pa ส่วนค่าความเร็วของการไหลจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของการไหลรูปวงแหวนลดลงจากด้านนอก (ตำแหน่งที่ 1) ไปยังด้านใน (ตำแหน่งที่ 2) ตามกฎอนุรักษ์มวล จากตัวอย่างของผลคำนวณนี้ได้แสดงให้เห็นถึงจุดเด่นของวิธีคำนวณแบบ cell by cell ที่นำเสนอ นั่นคือสามารถแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มพฤติกรรมของค่าคุณสมบัติของอากาศตลอดแนวการไหลได้ดี ซึ่งวิธีคำนวณแบบค่าเฉลี่ยปกติทั่วไปไม่สามารถกระทำได้



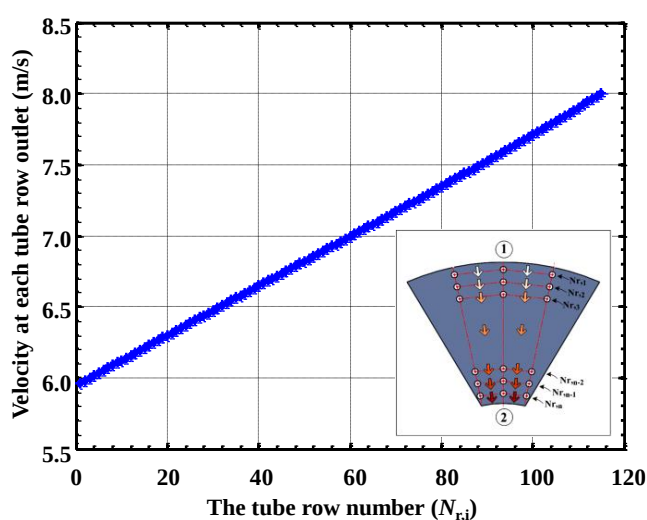
(ก) ความดัน



(ข) ความหนาแน่น



(ค) อุณหภูมิ



(ง) ความเร็ว

รูปที่ 8 การกระจายตัวของค่าคุณสมบัติของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

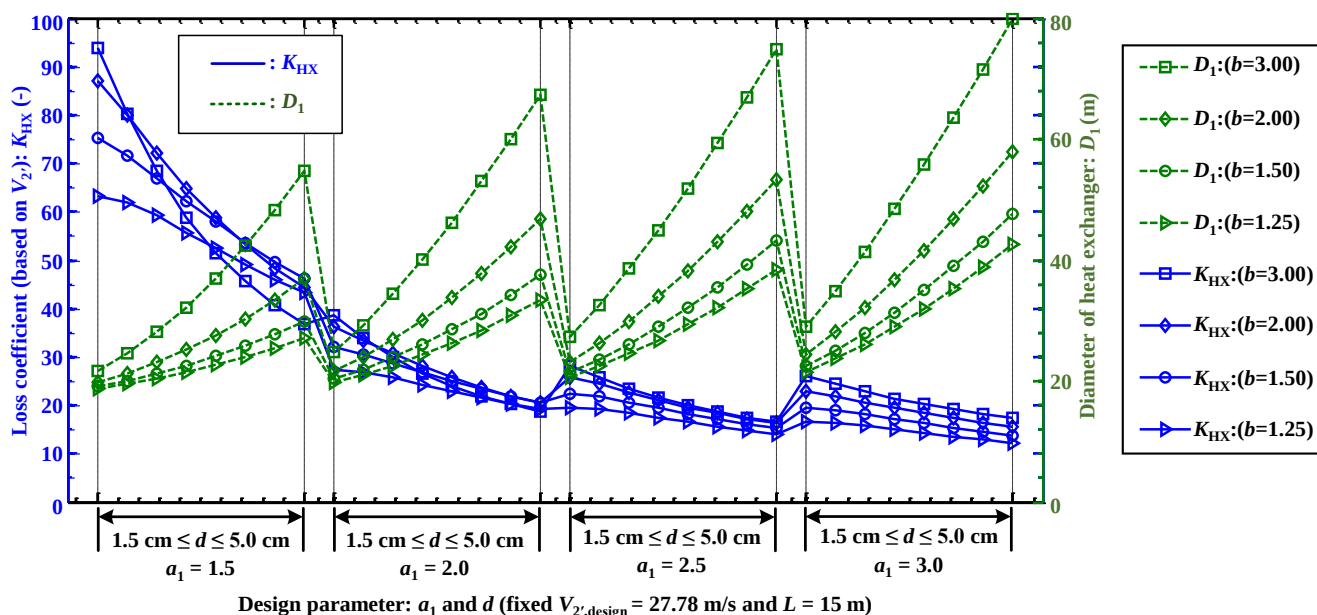
3.2 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบระบบ

รูปที่ 9 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 , b และ d ของโรงจักรไอน้ำขนาด 100 MW (ความร้อนทั้ง 150 MW) ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (D_1) และสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $K_{HX} = \frac{\Delta P_{12}}{0.5 \rho_2 V_2^2}$ โดยใช้ค่าคำนวณความเร็วลมออกแบบที่คอปโลงลม $V_{2, \text{design}} = 27.78 \text{ m/s}$ 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 จะทำให้ความสูงของปล่องลมเพิ่มขึ้น เพราะต้องสร้างแรงดันดูดอากาศเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้ชนะการสูญเสียแรงดันที่เครื่องแลกเปลี่ยน

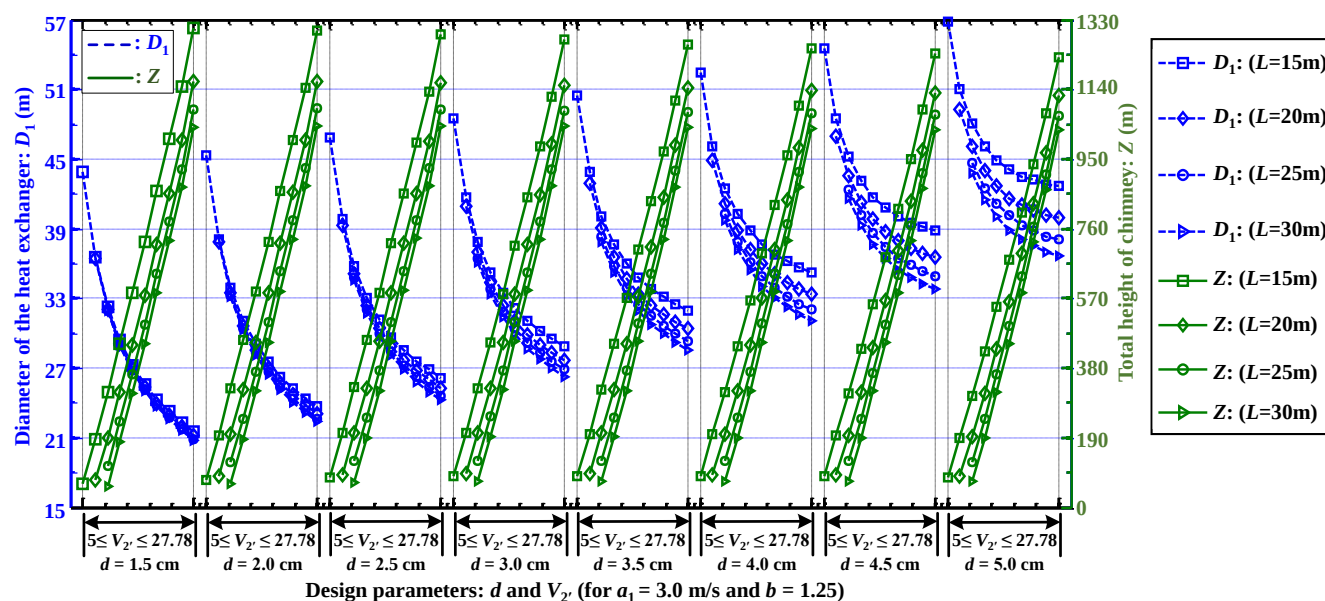
ความร้อนจาก K_{HX} ที่สูงขึ้น) ซึ่งไม่เป็นผลดีต่อต้นทุน จากประเด็นท้ายนี้จะสรุปได้ว่า $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด เนื่องจากจะได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กและมีการสูญเสียความดันไม่มาก หากพิจารณาผลกระทบของ a_1 และ d ร่วมกัน จะพบว่า $a_1 = 3.0$ น่าจะเป็นค่าที่ดีที่สุด เพราะจะทำให้ K_{HX} ต่ำลง ในขณะที่ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใหญ่ขึ้นเพียงเล็กน้อย โดยเฉพาะที่ท่อไอน้ำมีค่า d ต่ำ ๆ โดยสรุปผลจากกราฟที่ 9 จะได้ค่าพารามิเตอร์ออกแบบ $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด

รูปที่ 10 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V'_{2,design}$, d และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (D_1) และความสูงของปล่องลม (Z) ใช้ค่า $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ (ผลลัพธ์รูปที่ 9) จากกราฟจะพบว่า ผลกระทบของ $V'_{2,design}$ ที่สูงขึ้น จะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลง เนื่องจากความเร็วสูงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า แต่จะต้องใช้ปล่องลมที่มีความสูงมากขึ้น (เหตุผลปล่องสูงช่วยเพิ่มการไหลได้ดี เป็นดังผลการศึกษาก่อนหน้าใน [14]) ผลกระทบของความยาวท่อไอน้ำ L ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรอบฐานปล่องลม D_1 ลดลง และความสูงปล่อง Z ลดลง (ท่อไอน้ำที่ยาวขึ้นจะส่งผลให้ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น) สุดท้ายผลกระทบของขนาดท่อไอน้ำ d ต่อขนาดเล็กลงจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเล็กลงด้วย เนื่องจากมีค่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า และทำให้ความสูงของปล่องลมสูงขึ้นเล็กน้อยเช่นกัน โดยสรุปค่าพารามิเตอร์ออกแบบที่สามารถสังเกตเห็นผลกระทบต่อระบบได้เด่นชัดที่สุด คือพารามิเตอร์ออกแบบ $d = 1.5$ cm เป็นค่าที่ดีที่สุด

การเลือกพารามิเตอร์ออกแบบค่าต่าง ๆ ใช้การเปรียบเทียบเชิงขนาดโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความสูงของปล่องลม ที่ยังไม่ได้พิจารณาเหตุผลเชิงเศรษฐศาสตร์ แต่อย่างไรก็ดีชุดข้อมูลพารามิเตอร์ต่าง ๆ ในรูปที่ 9-10 นั้นสามารถระบายนความร้อนได้ตามปริมาณที่กำหนด ซึ่งสามารถนำไปใช้ในการศึกษาระบบเชิงเศรษฐศาสตร์ให้ลึกซึ้งต่อไปได้



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



รูปที่ 10 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{design}}$, 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 ที่มีจุดเด่น คือสามารถเห็นแนวโน้มพฤติกรรมของอากาศในระหว่างที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่ายกว่าวิธีการคำนวณแบบค่าเฉลี่ยทั่วไป จากนั้นได้คำนวณหาค่าพารามิเตอร์ออกแบบระบบที่สามารถระบายความร้อนได้ตามที่กำหนด ผลที่ได้คือ $a=3.0$, $b=1.25$ และ $d=1.5$ cm. เป็นกรณีที่ดีที่สุด เนื่องจากจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กและปล่องลมมีความสูงไม่มาก ขั้นตอนต่อไปจะหาทางออกแบบให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้น เช่น การใช้ปล่องลมปลายบานออกเพื่อลดความสูงของปล่องลม [15] และพัฒนาแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น เช่น การคิดครีป (film) ช่วยระบายความร้อน และหาลักษณะการจัดวางกลุ่มท่อไอน้ำที่ดีที่สุด รวมถึงการศึกษาเชิงเศรษฐศาสตร์เพื่อพิจารณาสร้างเครื่องทดลองจริง

ผลประโยชน์ทับซ้อน

ผู้เขียนขอประกาศว่าบทความนี้ไม่มีผลประโยชน์ทับซ้อน

รายการสัญลักษณ์

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	เลขไร้มิติของเอูล์ (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)
Lq	ตัวแปรไร้มิติ L��v��que number
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
N_r	จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหล
N_{tb}	จำนวนท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (จำนวนท่อในทิศตั้งฉากกับการไหล)
N_t	จำนวนท่อทั้งหมด ($N_r N_{tb}$)
Nu	เลขไร้มิตินัสเซลท์ (Nusselt number)
P	ความดันของอากาศ (Pa)
Pr	เลขไร้มิติเลขพรานด์ (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}	มุมมองการบานตัวของปล่องลมช่วง 2-3
μ	ความหนืดพลศาสตร์ของของไหล (dynamic viscosity of fluid: $Pa \cdot s$)
ρ	ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
ν	ความหนืดจลนศาสตร์ของของไหล (kinematic viscosity of fluid: $m^2 \cdot s$)

สัญลักษณ์ตัวห้อย

1, 2, ..., n	ตัวเลขใช้เรียกชื่อแถวของท่อไอน้ำ ($N_{r,n}$) สำหรับใช้วิเคราะห์การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
∞ , 1, 2, 2', 3	ตัวเลขบอกตำแหน่งต่าง ๆ ในระบบปล่องลมร้อน (ในรูปที่ 2)
air, cell, design	อากาศ, เซลล์ (ในรูปที่ 4), ออกแบบ
i, m, o	ทางเข้า, ค่าเฉลี่ย, ทางออก
steam, s, w	ไอน้ำ, พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวท่อไอน้ำ
32	ค่าตำแหน่งที่ 3 ต่อค่าตำแหน่งที่ 2 สำหรับคำนวณค่า AR

เอกสารอ้างอิง

- [1] El-Wakil, M.M. *Powerplant Technology*, International editions: McGraw-Hill, 1984.
- [2] Haaf, W., et al. Solar chimney, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares. *International Journal of Sustainable Energy*, 1983, 2(1), pp. 3-20.
- [3] Ferreira, A. G., et al. technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. *International Journal of Solar Energy*, 2008, 82, pp. 198-205.
- [4] Chitsomboon, T. A validated analytical model for flow in solar chimney. *International Journal of Renewable Energy Engineering*, 2001, 3(2), pp. 339-346.
- [5] Chitsomboon, T. and Tongbai, P. The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney. *the 13th National Mechanical Engineering Conference*, Pataya, Thailand, 1999, pp. 263-268.
- [6] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. Dynamic similarity in solar chimney modeling. *International Journal of Solar Energy*, 2007, 81, pp. 1439-1446.
- [7] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. Accuracy of theoretical model in the prediction of solar chimney performance. *International Journal of Solar Energy*, 2009, 83, pp. 1764-1771.
- [8] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. *International Journal of Solar Energy*, 2009, 83, pp. 2136-2143.
- [9] Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling. *International Journal of Solar Energy*, 2009, 83, pp. 1611-1618.
- [10] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. The Use of Attic and Chimney to Enhance Air Ventilation: A Numerical Analysis. *the 18th National Mechanical Engineering Conference*, Khonkaen, Thailand, 2004, pp. 160-165.
- [11] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. Enhancements of Solar Chimney for Building Ventilation. *the 4th Conference on Energy Network of Thailand*, Nakhon Pathom, Thailand, 2008, pp. 321-325.
- [12] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. Parameters Affecting Ventilation in Building using Solar Chimney. *the 22th National Mechanical Engineering Conference*, Pathum Thani, Thailand, 2008, pp. 160-165.
- [13] Tongbai, P. and Chitsomboon, T. Efficiency Enhancement for Natural Ventilation in Building using Solar Chimney System. *the 23th National Mechanical Engineering Conference*, Chiang Mai, Thailand, 2009, TSF-039229, 9 pages.
- [14] Hemsuwan, W., Koonsrisuk, A. and Chitsomboon, T. Heat Removal from Steam Power Plant by a Thermal Chimney. *the 7th Conference on Energy Network of Thailand Phuket*, Thailand, 2011, pp. 537-542.
- [15] Hemsuwan, W. and Chitsomboon, T. Heat Removal from Steam Engine using Thermal Chimney: Effects of Chimney Shape. *Engineering Journal of Research and Development*, 2020, 31(3), pp. 147-159.
- [16] Düsseldorf, *VDI heat atlas*, 2th ed. VDI – GVC, 2010.
- [17] Mratin, H. The generalized L  v  que equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science*, 2002, 57, pp. 3217-3223.
- [18] Gaddis, E. S., and Gnielinski, V. Pressure drop in cross flow across tube bundles. *International Journal of Chemical Engineering*, 1985, 25, pp. 1-15. Quoted in Mratin, H. The generalized L  v  que equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science*, 2002, 57, pp. 3217-3223.
- [19] Kr  ger, D. G. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal flow performance evaluation and design*, Volume I-II, PennWell Corporation, 2004.
- [20] Stoecker, W.F. *Design of Thermal Systems*, 3rd ed. McGraw-Hill, 1989.