



การทิ้งความร้อนของเครื่องจักรไอน้ำด้วยปล่องลมร้อน: ผลกระทบของรูปทรงปล่องลม

HEAT REMOVAL FROM STEAM ENGINE USING THERMAL CHIMNEY: EFFECTS OF
CHIMNEY SHAPE

วิฑูรย์ เข็มสุวรรณ^{1*} และ ทวิช จิตรสมบุญ²

¹อาจารย์, ²รองศาสตราจารย์, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

*Corresponding author: withun@sut.ac.th

บทคัดย่อ

การทิ้งความร้อนของเครื่องจักรไอน้ำด้วยปล่องลมร้อน เป็นระบบนวัตกรรมที่อาศัยอากาศเป็นตัวกลางในการรับความร้อนที่หลักการทำงาน คือ อากาศใต้ปล่องลมทำการดูดซับความร้อนจากไอเสียของเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปล่องลมด้วยวิธีการพาธรรมชาติ งานวิจัยนี้เสนอการวิเคราะห์ระบบเบื้องต้นเชิงทฤษฎี โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์ เพื่อศึกษาผลกระทบของลักษณะรูปทรงของปล่องลมในรูปแบบต่างๆ ได้แก่ ปล่องหน้าตัดคงที่ ปล่องปลายคู่เข้า และปล่องปลายบานออก อีกทั้งยังได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขคู่ขนานกันไป โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหล ANSYS-CFX เพื่อใช้ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองคณิตศาสตร์ ผลพบว่า คำตอบที่ได้จากทั้งสองวิธีสนับสนุนกันดีมาก และการทำปล่องลมให้บานออกช่วยเพิ่มอัตราการไหล และทิ้งความร้อนได้มาก

คำสำคัญ: การทิ้งความร้อน, ปล่องลมร้อน, ปล่องลมปลายบานออก, การทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

ABSTRACT

Heat removal from a steam power plant using a thermal chimney is an innovation whereby the air underneath the chimney is heated up by receiving the removed heat from the power plant through a surface heat exchanger. The heated air flows up the chimney due to a natural convection. Theoretical analysis was performed by creating a mathematical model from the fundamental conservation equations in order to study the effect of the chimney shape such as constant area chimney, convergent top chimney, and divergent top chimney. Results are presented in comparison with numerical results obtained from ANSYS-CFX, a commercial CFD (computational fluid dynamics) code. The results obtained from both approaches were found to be in good agreements. The divergent top chimney leads to an augmentation of flow and shows good potential in the removal of heat from the power plant.

KEYWORDS: heat removal, thermal chimney, divergent top chimney, heat removal with thermal chimney

Withun Hemsuwan^{1*} and Tawit Chitsomboon²

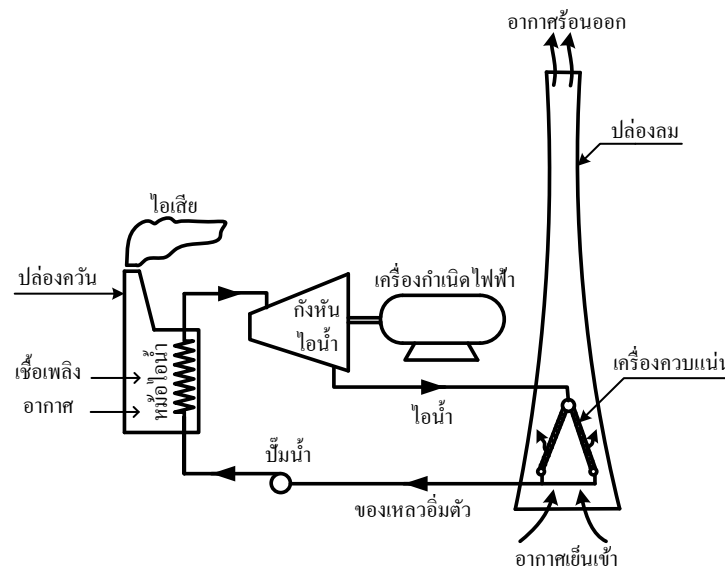
¹Lecturer, ²Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Institute of Engineering,

Suranaree University of Technology

1. บทนำ

การทิ้งความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับโรงจักรไอน้ำคั่นกำลัง (steam power plant) ที่ต้องทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึงประมาณ 1.5 - 2.0 เท่าของพลังงานที่ใช้ผลิตงานเพลลา [1] ในปัจจุบันนิยมใช้ระบบน้ำหมุนเวียน (circulating water system) ซึ่งระบบนี้มีข้อดีหลายประการ เช่น ความต้องการปริมาณน้ำมาก มีงบประมาณและงบดำเนินการสูง รวมทั้งยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม เป็นต้น ดังนั้นบทความนี้จึงได้นำเสนอนวัตกรรมการทิ้งความร้อนด้วยระบบ “ปล่องลมร้อน” (thermal chimney) เพื่อกำจัดข้อดีของระบบน้ำหมุนเวียน แบบเดิม

ระบบการทิ้งความร้อนที่นำเสนอนี้ใช้อากาศแวดล้อมมาระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง โดยมีหลักการทำงานคือ อากาศได้ปล่องลมทำการดูดซับความร้อนทั้งจากเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิวที่ติดตั้งอยู่ที่ฐานของปล่องลม ส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศสูงขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ (natural convection) ดังนั้นระบบนี้จึงไม่ต้องอาศัยพัดลมช่วยดูดหรืออัดอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 1

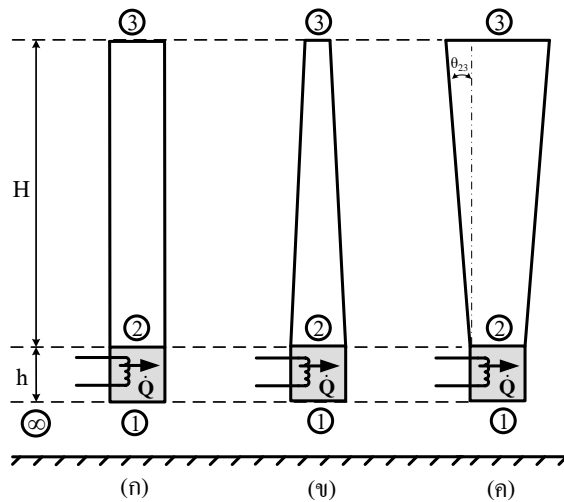


รูปที่ 1 ระบบนำทิ้งความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน อย่างง่าย

หลักการทำงานดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกับระบบ “ปล่องลมแดดเพื่อผลิตไฟฟ้า” (solar chimney power plant) [2] เพียงแต่ระบบปล่องลมแดดจะรับพลังงานความร้อนจากแสงแดดโดยอาศัยหลังคากระจกแล้วนำเอาพลังงานการไหลของอากาศในปล่องลมไปผลิตพลังงานไฟฟ้า ระบบปล่องลมแดดนี้เคยมีการสร้างเครื่องแล้วพิสูจน์ว่าสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้จริง [2] และมีงานวิจัยที่ประยุกต์ใช้ระบบดังกล่าวนี้ในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร [3] ได้มีการศึกษาวิจัยระบบปล่องลมแดดเพื่อหาทางเพิ่มประสิทธิภาพและประยุกต์ใช้งานมากมาย โดยเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และศึกษาเชิงตัวเลข ทดลองหุ่นทดลองขนาดเล็กเพื่อทำนายผลในโรงงานต้นแบบขนาดใหญ่ [4-9] นอกจากนี้ยังเอาไปประยุกต์ใช้งานในการระบายอากาศภายในอาคาร

[10-13] จากการศึกษาที่ผ่านมาพบประเด็นที่น่าสนใจ คือ ขนาดและลักษณะของปล่องลมมีผลต่อศักยภาพการไหลของอากาศเป็นอย่างมาก ซึ่งเป็นแรงจูงใจนำมาสู่การศึกษาเพื่อพัฒนาระบบทั้งความร้อน โดยใช้ระบบปล่องลมร้อน

ในการศึกษาเชิงทฤษฎีก่อนหน้านี้ [14] พบว่าการทำปล่องลมให้สูงขึ้นสามารถเพิ่มการทั้งความร้อนได้ บทความนี้จะนำเสนอการวิเคราะห์ระบบเชิงทฤษฎี เพื่อศึกษาผลกระทบของรูปทรงปล่องลมในรูปแบบต่างๆ ได้แก่ ปล่องหน้าตัดคงที่ ปล่องปลายลู่เข้า และปล่องปลายบานออก ดังแสดงในรูปที่ 2 โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์ อีกทั้งจะได้ตรวจสอบผลลัพธ์กับผลการคำนวณเชิงตัวเลขจากโปรแกรมวิเคราะห์การไหล CFD สำเร็จรูปชื่อ “ANSYS-CFX”

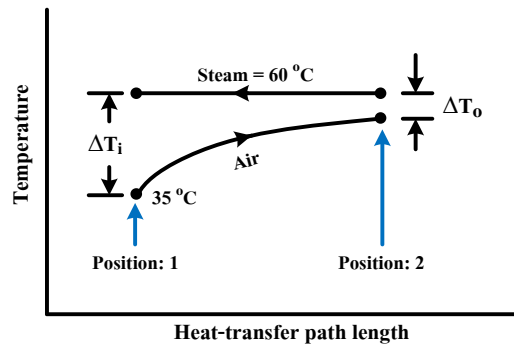


รูปที่ 2 ลักษณะปล่องลมระบายความร้อนที่ศึกษา: (ก) ปล่องหน้าตัดคงที่ (ข) ปล่องปลายลู่เข้า (ค) ปล่องปลายบานออก

2. วิธีดำเนินการวิจัย

ในงานวิจัยนี้ได้กำหนดกรณีศึกษาระบบทั้งความร้อนของโรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% ดังนั้นโรงจักรต้องทั้งความร้อนออกจากระบบเป็นปริมาณ 150 MW โดยมีข้อกำหนดอื่นๆ ได้แก่ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม $T_\infty = 35^\circ\text{C}$, ความดันอากาศแวดล้อม $P_\infty = 1$ บรรยากาศ, อุณหภูมิไอน้ำออกจากเครื่องจักรไอน้ำ $T_{\text{steam}} = 60^\circ\text{C}$, ความสูงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $h = 3$ m, ความสูงปล่องลมรวม $H+h = 100$ m (กรณีอ้างอิง) ความเร็วลมออกแบบที่คอปล่อง $V_1 = 10$ m/s และอุณหภูมิแตกต่างสุดท้ายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $\Delta T_0 = 5^\circ\text{C}$ ดังแสดงในรูปที่ 3 จากเงื่อนไขข้อกำหนดดังกล่าวสามารถใช้สมการทฤษฎี (ที่จะได้อธิบายในภายหลัง) คำนวณหาขนาดหน้าตัดของปล่องลมได้ค่าเป็น $A_1 = 618.9$ m²

การศึกษาผลกระทบของรูปทรงปล่องลมในครั้งนี้ จะใช้ปล่องลมขนาดหน้าตัดคงที่ (รูปที่ 2ก) ที่เป็นกรณีอ้างอิง สำหรับใช้เปรียบเทียบปล่องลมรูปทรงต่างๆ และการวิเคราะห์ระบบในครั้งนี้จะแบ่งออกเป็น 2 วิธี ดังนี้



รูปที่ 3 การกระจายตัวของอุณหภูมิของไอน้ำ และอากาศ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 การวิเคราะห์เชิงทฤษฎี

เนื่องจากการศึกษานี้อยู่ในการศึกษาขั้นต้น ดังนั้นจึงจะยังไม่พิจารณาผลกระทบเนื่องจากแรงดันอากาศ และสมมุติให้ค่าพลังงานความร้อนที่อากาศดูดซับออกจากระบบเป็นค่าที่ทราบ จากรูปที่ 2 ได้ทำการแบ่งระบบออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (1-2) และส่วนของปล่องลม (2-3) ซึ่งในแต่ละตำแหน่งของระบบจะมีตัวแปรพื้นฐานของอากาศอยู่ 4 ตัวแปร ได้แก่ ความดัน (P) ความหนาแน่น (ρ) อุณหภูมิ (T) และความเร็ว (V) ดังนั้น ทั้งระบบจะมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่าทั้งหมด 12 ตัวแปร (3×4 ตัวแปร) ดังนั้นจะต้องจำลองสมการทั้งหมด 12 สมการ โดยใช้สมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ได้แก่ สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ร่วมกับสมการที่ได้จากการใช้สมมุติฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ ซึ่งสามารถทำได้ตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

1) การไหลในปล่องลมจาก 2-3

กำหนดให้อากาศที่ไหลในปล่องเป็นแก๊สอุดมคติ และเป็นการไหลแบบ Isentropic ดังนั้นจะได้สมการพลังงาน คือ

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

เนื่องจากไม่มีการส่งผ่านความร้อนในปล่องและไม่เกิดการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานที่ผนังปล่อง ดังนั้นสมการ โมเมนตัมที่ได้รับ การอินทิเกรตแล้ว จะได้ผลลัพธ์เท่ากับสมการพลังงาน จึงไม่เป็นสมการที่เป็นอิสระ

จากสมการของการเปลี่ยนแปลงความดันสถิต สามารถเขียน P_3 ในพจน์ของความดันนอกปล่องที่ระดับพื้นดิน P_∞ ได้เป็น

$$P_3 = P_\infty - \rho_\infty g (H + h) \quad (2)$$

และจากสมการ Isentropic สำหรับแก๊สอุดมคติ จะมีความสัมพันธ์ของความดันและความหนาแน่นคือ

$$P_2 \rho_2^{-k} = P_3 \rho_3^{-k} \quad (3)$$

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2

สมการพลังงานสำหรับการไหลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะได้ว่า

$$\dot{Q} = \dot{m} \left\{ c_p (T_2 - T_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + gh \right\} \quad (4)$$

โดยมีสมการสถานะ (equation of state) สำหรับแก๊สอุดมคติ คือ

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \quad (5)$$

และมีสมการอนุรักษ์โมเมนตัมของการไหล เป็น

$$(P_1 - P_2) A_1 - \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} (gh A_1) - \frac{1}{2} K_H \rho_1 V_1^2 A_1 = \dot{m} (V_2 - V_1) \quad (6)$$

พจน์ที่ 3 ด้านซ้ายมือของสมการที่ (6) เป็นพจน์ของแรงต้านการไหลของอากาศเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการศึกษาในขั้นตอนนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้นจึงกำหนดให้ K_H มีค่าเป็นศูนย์

สำหรับการไหลของอากาศจากด้านนอกปล่องเข้าสู่ฐานปล่องลม (การไหลจาก $\infty - 1$ ในรูปที่ 2) อากาศนอกปล่องที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วนั้นเป็น V_1 ที่ตำแหน่งที่ 1 และจะสมมติให้กระบวนการดังกล่าวเป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (isothermal process) นั่นคือ $T_1 = T_\infty$ ด้วยสมมุติฐานดังกล่าวสามารถเขียน P_1 ในพจน์ของ P_∞ โดยใช้สมการอนุรักษ์พลังงานได้เป็น

$$P_1 = P_\infty - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 - \frac{1}{2} k_i \rho_1 V_1^2 \quad (7)$$

พจน์ที่ 3 ด้านขวามือของสมการที่ (7) เป็นพจน์ของการสูญเสียเนื่องจากการไหลเฉียดตัวของอากาศผ่านขอบของปล่องลมที่ทางเข้า ซึ่งการศึกษาในเบื้องต้นนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้น ค่า K_i จึงกำหนดให้เป็นศูนย์

เมื่อทราบค่าความดันและอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 1 แล้ว สามารถคำนวณหาค่าความหนาแน่นได้จากสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ

$$P_1 = \rho_1 R T_1 \quad (8)$$

และจากสมการอนุรักษ์มวล สำหรับการไหลแบบเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 = \rho_3 A_3 V_3 \quad (9)$$

สมการที่ (9) สามารถเขียนแยกสำหรับการไหลในปล่องในแต่ละช่วง ได้เป็น

$$\rho_1 V_1 = AR_{21} \rho_2 V_2 \quad (10)$$

และ

$$\rho_2 V_2 = AR_{32} \rho_3 V_3 \quad (11)$$

สมการที่ (1) – (8), (10) และ (11) เป็นสมการที่จำลองขึ้นจากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ซึ่งมีทั้งหมด 10 สมการที่เป็นอิสระต่อกัน และอีก 1 สมการได้จากการใช้สมมุติฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ คือ $T_1 = T_\infty$ ส่วนตัวแปร T_3 จะพบว่าไม่ปรากฏในสมการควบคุมใดๆ แต่สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ นั่นคือ $P_3 = \rho_3 R T_3$ หรือจะคำนวณในตอนท้ายหลังจากแก้ระบบสมการหาค่าตัวแปรต่างๆ เสร็จแล้วก็สามารถทำได้ ดังนั้นถ้ารวมเอาสมการสุดท้ายที่กล่าวมาข้างต้นด้วย ก็จะได้จำนวนสมการทั้งหมดของระบบครบ 12 สมการ ซึ่งเท่ากับจำนวนตัวแปรไม่ทราบค่าของระบบ (12 ตัวแปร)

ระบบสมการที่จำลองขึ้นมานี้มีปฏิสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ไม่เป็นเชิงเส้น ดังนั้นการแก้ระบบสมการจะต้องใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขในการประมาณค่าคำตอบ และในการศึกษานี้ได้เลือกใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขของ “Newton-Raphson” [15] ด้วยการเขียนโค้ดโปรแกรม คอมพิวเตอร์ MATLAB m-file ช่วยในการคำนวณ

2.2 การวิเคราะห์การไหลเชิงตัวเลข CFD

เพื่อเป็นการยืนยันผลลัพธ์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผู้วิจัยได้ใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป ANSYS-CFX [16] ในการแก้สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ที่สภาวะคงตัว ด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (finite volume method) ใน 3 มิติ เพื่อทำนายพฤติกรรมกรไหลของอากาศในปล่องอีกทางหนึ่ง สมการควบคุมของปัญหาที่พิจารณาเป็นดังนี้

สมการความต่อเนื่อง (อนุรักษ์มวล)

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (12)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\nabla \cdot P + \nabla \cdot \tau + \vec{S}_M \quad (13)$$

$$\text{เมื่อ } \tau = \mu \left(\nabla \cdot \bar{U} + (\nabla \cdot \bar{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \bar{U} \right)$$

และ สมการอนุรักษ์พลังงาน

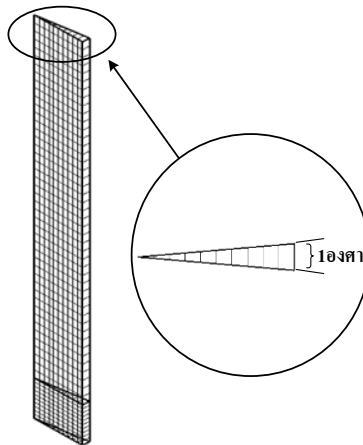
$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} \cdot h_{tot}) = \nabla \cdot (k \bar{U} \cdot T) - \nabla \cdot (\bar{U} \cdot \tau) + \bar{U} \cdot \bar{S}_M + S_E \quad (14)$$

$$\text{เมื่อ } h_{tot} = h_{stat} + \frac{1}{2} \bar{U}^2$$

พจน์ \bar{S}_M ในสมการที่ (13) และ (14) คำนวณจากแบบจำลองแรงลอยตัว คือ

$$\bar{S}_M = (\rho - \rho_{ref}) \bar{g} \quad (15)$$

ขนาดของปล่องลมที่ใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลขในครั้งนี้นำแสดงในตารางที่ 1 เพื่อประหยัดเวลาในการคำนวณผู้วิจัยได้เลือกใช้โดเมนการคำนวณเป็นแบบ axis-symmetry แล้วพิจารณาปล่องลมที่มีส่วนของเส้นรอบวงเพียง 1 องศา ดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 เมชปล่องลมระบายความร้อน 1 องศา axis-symmetry

ขนาดของเมช (mesh) ในรูปที่ 4 ถูกแสดงให้ใหญ่เกินความเป็นจริงเพื่อให้ง่ายแก่การมองเห็น และเพื่อต้องการแสดงให้เห็นถึงรายละเอียดของการแบ่งเมชตามแนวรัศมีให้มีความหนาเท่ากับ 1 เมชตลอดแนว ซึ่งการแบ่งเมชในลักษณะนี้ผู้วิจัยพบว่าช่วยให้การคำนวณมีเสถียรภาพ ส่วนโดเมนจริงที่ใช้คำนวณมีทั้งหมด 18,240 เอลิเมนต์ และ 36,873 โหนด สำหรับการกำหนดค่าขอบเขต (boundary conditions) ของ CFD เป็นดังนี้ ที่ทางเข้าของปล่องลม กำหนดให้เป็น “inlet” พร้อมกำหนดค่าความดันรวม (total pressure) และอุณหภูมิ ที่ด้านบนของปล่องลมกำหนดให้เป็น “outlet” พร้อมกำหนดค่าความดันสถิต (static pressure) ที่ด้านข้าง กำหนดให้เป็น “symmetry plane” ส่วนบริเวณผนังปล่องกำหนดให้เป็น “wall” แบบ adiabatic free-slip wall ซึ่งเป็นการจำลองที่ไม่มีการส่งผ่านความร้อนและไม่คิดผลของแรงเสียดทานที่ผนัง ทั้งนี้เพื่อให้สอดคล้องกับการวิเคราะห์เชิงทฤษฎี (อย่างไรก็ดีผู้วิจัยได้พิจารณาในกรณีปล่องหน้าตัดคงที่ พบว่าแรงเสียดทานทำให้อัตราการไหลลดลงเพียง 0.036% เท่านั้น) ส่วนการจำลองบริเวณ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นได้สร้างเป็นโดเมนย่อย (sub-domain) แล้วกำหนดให้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงาน (energy source) พร้อมกำหนดค่า energy source ให้มีขนาดเท่ากับพลังงานความร้อนที่อากาศดูดซับออกจากระบบเครื่องจักรไอน้ำ และสุดท้ายบริเวณหน้าสัมผัสของโดเมนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับปล่องลมกำหนดให้เป็น “domain interface” แบบ conservative interface flux ซึ่งฟลักซ์ของมวล พลังงาน และโมเมนตัม ที่ไหลผ่านพื้นผิวนี้จะต้องอนุรักษ์ ความมั่นใจในความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมฯ พิจารณาจากสองปัจจัย หนึ่งคือ ค่าเศษตกค้าง (residual) ของสมการนาเวียร์-สโตกส์และสมการพลังงานต้องมีค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ และสองคือ อัตราการไหลเชิงมวลที่แต่ละหน้าตัดต้องมีค่าเท่ากันตามกฎอนุรักษ์มวล

จากการศึกษาที่ผ่านมา [14] ผู้วิจัยพบว่าผลการทำนายจากโปรแกรม ANSYS-CFX มีความผิดพลาดในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ กล่าวคือผลการทำนายของการไหลในช่วงปล่องลมไม่เป็นการไหลแบบ isentropic แต่เป็นการไหลแบบอุณหภูมิคงที่ (ความผิดพลาดเชิงคุณภาพ) และค่าความผิดพลาดนี้จะเพิ่มมากขึ้นเมื่อปล่องลมมีความสูงเพิ่มขึ้น ซึ่งความผิดพลาดนี้มีค่าน้อยมากในกรณีความสูงปล่องไม่มากนักจนแทบสังเกตไม่ได้ในเชิงปริมาณ จากการสืบหาเหตุผลพบว่าโปรแกรมไม่ได้พิจารณาพลังงานศักย์โน้มถ่วง (gravitational potential energy) ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้เพิ่มพจน์ดังกล่าว ($\rho g y$) เข้าไปเป็น source term ในสมการพลังงาน (พจน์ S_E ของสมการที่ 14) ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน user CEL functions ในโปรแกรม ANSYS-CFX ซึ่งทำให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความถูกต้องและเป็นการไหลแบบ isentropic โดยที่อุณหภูมิลดลงตลอดความสูงปล่องที่เพิ่มขึ้น

ตารางที่ 1 ขนาดของปล่องลมระบายความร้อนที่ใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลข CFD (ปล่องลมในรูปที่ 2)

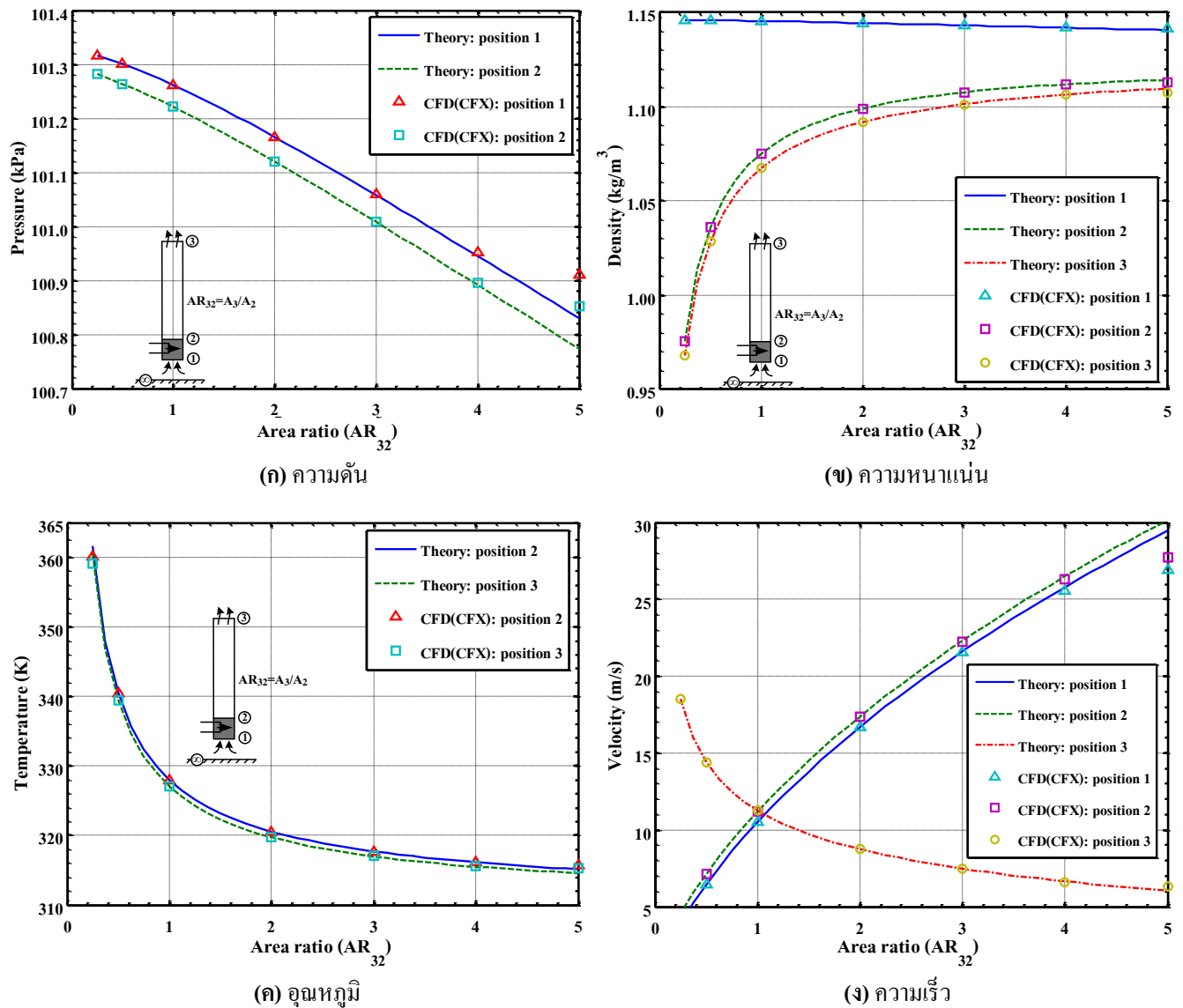
Cases **	AR_{21}	AR_{32}	h (m)	$h+H$ (m)	Chimney types
Model 1	1	1	3	100	Straight (Referent case)
Model 2	1	0.25	3	100	Top-convergence
Model 3	1	0.5	3	100	Top-convergence
Model 4	1	2	3	100	Top-divergence
Model 5	1	3	3	100	Top-divergence
Model 6	1	4	3	100	Top-divergence
Model 7	1	5	3	100	Top-divergence

** $A_1 = 618.9 \text{ m}^2$ and $\dot{Q} = 150 \text{ MW}$ for all cases

3. ผลลัพธ์และการอภิปราย

3.1 การเปรียบเทียบผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD

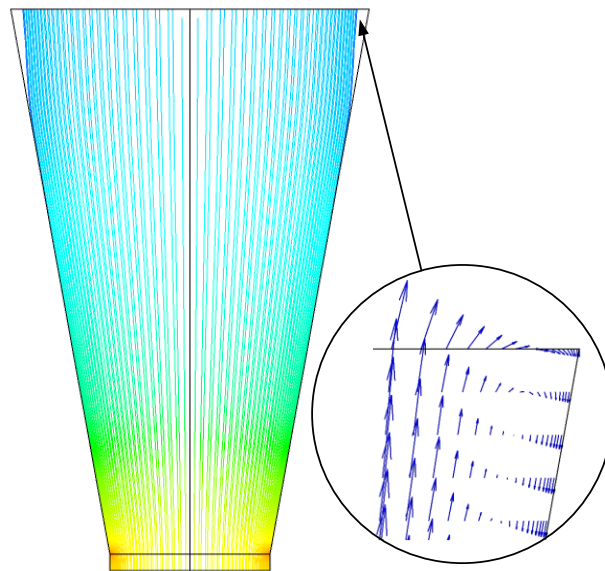
กรณีที่ได้ทำการศึกษาวิจัยเป็นไปตามตารางที่ 1 ซึ่งมีทั้งกรณีปล่องตรง ปล่องปลายคู่เข้า และปล่องปลายบานออก รูปที่ 5 แสดงการกระจายตัวของตัวแปรปฐมภูมิ (primary variables) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ณ ตำแหน่งต่างๆ ของปล่องลมระบายความร้อนในรูปที่ 2 ที่ถูกแสดงให้เป็นฟังก์ชันของค่าสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลม โดยแสดงเปรียบเทียบกันระหว่างผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับผลทำนายเชิงตัวเลข CFD ภาพโดยรวมทั้งสองวิธีมีความสอดคล้องกันดีมากทั้งในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ



รูปที่ 5 การเปรียบเทียบผลคำนวณจากสมการเชิงทฤษฎีกับผลทำนายเชิงตัวเลข CFD ของตัวแปรอากาศ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในปล่องลม

ข้อสังเกตของผลลัพธ์ที่ค่า $AR_{32} = 4, 5$ คือ ผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD มีแนวโน้มต่างกันเพิ่มมากขึ้นเมื่อปล่องปลายบานออกมากขึ้น เหตุเพราะเกิดผลกระทบของการไหลสองมิติ กล่าวคือ ปล่องลมบานตัวมากเกินไปจนทำให้เกิดการไหลแยก (separation flow) ซึ่งเป็นอิทธิพลของแรงดันชั้นต้าน (adverse pressure gradient) ดังแสดงในรูปที่ 6 ที่แสดงให้เห็นการไหลแยก ณ บริเวณปลายปล่องด้วยพล็อตเส้นแนวการไหล (streamlines) และศรความเร็ว (velocity vectors) แต่ในการศึกษาเชิงทฤษฎีนั้นเป็นการจำลองในหนึ่งมิติ จึงไม่สามารถทำนายการไหลแยกได้ แต่อย่างไรก็ดี แบบจำลองเชิงทฤษฎีที่นำเสนอนี้มีข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าการคำนวณเชิงตัวเลขหลายประการคือ ใช้ทรัพยากรคอมพิวเตอร์ที่ต่ำกว่ามาก สามารถวิเคราะห์ผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆ ของระบบได้แบบต่อเนื่อง และมีความคล่องตัวมากกว่าหากใช้วิเคราะห์ระบบที่มีซับซ้อนมากขึ้น เช่น จำลอง

ปัญหาการไหลร่วมกับการส่งผ่านความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ เพื่อหาขนาดของเครื่องที่เหมาะสม ซึ่งจะได้ทำการศึกษาในงานวิจัยถัดไป

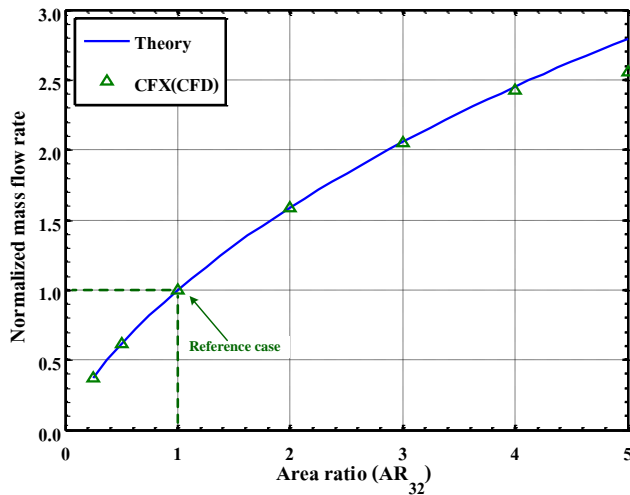


รูปที่ 6 การไหลแยกในปล่องลม กรณี $AR_{32} = 5$

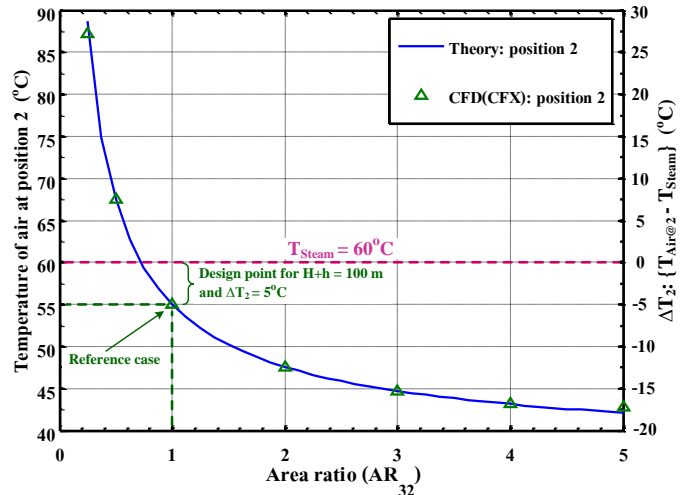
3.2 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลมต่อการระบายความร้อน

รูปที่ 7 แสดงผลกระทบของขนาดหน้าตัดปล่องลมต่อการระบายความร้อน จะพบว่าในกรณีปล่องปลายคู่เข้า ($AR_{32} < 1$) จะทำให้อัตราการไหลลดลงจากกรณีปล่องตรงเดิม ($AR_{32}=1$) และอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 2 จะสูงกว่าอุณหภูมิของไอน้ำ ($60\text{ }^{\circ}\text{C}$) ซึ่งเป็นไปไม่ได้ในทางปฏิบัติ แต่ในทางปฏิบัติจริงกรณีนี้จะทำให้อุณหภูมิของไอน้ำสูงขึ้น ส่งผลให้โรงจักรผลิตงานได้ลดลง และประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง สำหรับกรณีปล่องปลายบานออก ($AR_{32} > 1$) จะตรงกันข้าม กล่าวคือ อัตราการไหลจะเพิ่มขึ้นมาก และอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 2 ลดลง ส่วนต่างนี้จะเพิ่มขึ้นเมื่อปล่องบานมากขึ้น เช่น ที่ค่า $AR_{32} = 4$ และ 5 จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นถึงประมาณ 2.5 เท่า และอุณหภูมิต่ำกว่าจุดออกเบบ ($\Delta T_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) ถึงประมาณ $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ นั่นก็หมายความว่าระบบยังมีศักยภาพเหลือพอที่จะรับความร้อนทิ้งจากโรงจักรเพิ่มได้อีก หรือสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรได้อีกด้วยการลดอุณหภูมิไอน้ำลง ผลดีอีกประการคือจะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลงเนื่องจากอากาศที่ความเร็วสูงกว่าจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า

จากรูปที่ 7(ก) จะสังเกตว่าผลคำนวณอัตราการไหลจาก CFD เมื่อปล่องปลายบานเพิ่มมากขึ้น (AR_{32} เพิ่มขึ้น) อัตราการไหลมีแนวโน้มที่จะลดลง เนื่องจากการไหลแยก ดังนั้น การบานตัวของปล่องลมน่าจะทำได้ถึงแค่ค่าหนึ่งที่สร้างการไหลได้ดีที่สุด ถ้าบานมากขึ้นจะทำให้อัตราการไหลลดลง และเพื่อศึกษาค่าการบานตัวดังกล่าว จะต้องใช้การศึกษาเชิงตัวเลขเท่านั้น เนื่องจากสมการทฤษฎีไม่สามารถทำนายการไหลแยกได้ ซึ่งจะได้ทำการศึกษาในหัวข้อถัดไป



(ก) อัตราการไหลเชิงมวล

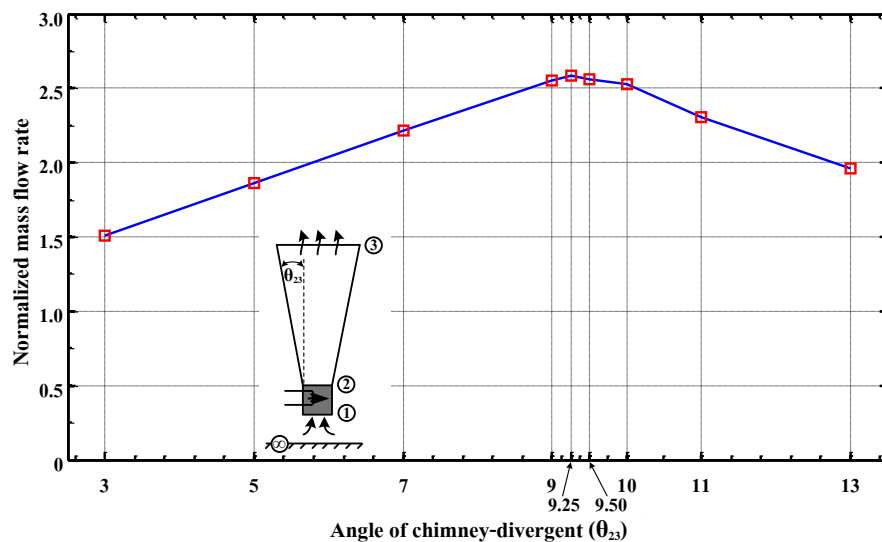


(ข) การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่ 2

รูปที่ 7 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลม ต่ออัตราการระบายความร้อนของระบบฯ เทียบต่อกรณีปล่องตรง ($AR_{32} = 1$)

3.3 มุมองศาการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด

จากผลการศึกษาผลกระทบทางรูปทรงของปล่องลมในหัวข้อก่อนหน้า จะพบว่าปล่องลมแบบปล่องปลายบานออกสามารถสร้างการไหลและทิ้งความร้อนได้มากกว่ากรณีปล่องตรงและปล่องปลายคู่เข้า ผลคำนวณในรูปที่ 7 อัตราการไหลมีแนวโน้มลดลงเมื่อปล่องบานมากขึ้น ($AR_{32} > 5$) การหามุมองศาการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด (รูปที่ 2(ค)) ในการศึกษานี้ได้เลือกใช้กรรมวิธี Search method แบบ Exhaustive search และแบบ Dichotomous search หรือที่เรียกว่า Half of interval search [15] ซึ่งจะใช้ทั้ง 2 วิธีร่วมกัน ทั้งนี้เพื่อประหยัดเวลาและทรัพยากรของการจำลองเชิงตัวเลขด้วย CFD



รูปที่ 8 ผลกระทบของมุมบานตัวของปล่องลม ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล เทียบต่อกรณีปล่องตรง ($\theta_{23} = 0^\circ$ หรือ $AR_{32} = 1$)

ในการคำนวณเชิงตัวเลข CFD ได้กำหนดช่วงมุมมองสภาวะบานตัวของปล่องลมสำหรับใช้คำนวณจาก $3^\circ < \theta_{23} < 13^\circ$ หรือ $1.8 < AR_{32} < 6.7$ ทั้งนี้เพื่อให้ครอบคลุมค่ามุมที่คาดว่าจะจะเป็นจุดที่ดีที่สุด สำหรับการค้นหาจุดที่ดีที่สุด เริ่มแรกได้ใช้กรรมวิธีแบบ Exhaustive Search โดยแบ่งช่วงคำนวณตัวแปร θ_{23} ออกเป็น 5 ช่วงเท่า ๆ กัน (แต่ละช่วงห่างกัน 2°) ทั้งนี้เพื่อให้ช่วงที่สนใจแคบลง จากนั้นการค้นหาหามุมบานตัวที่ดีที่สุด ได้ใช้กรรมวิธีแบบ Dichotomous search และได้พบจุดที่ดีที่สุด คือ ที่ $\theta_{23} = 9.25^\circ$ ($AR_{32} = 4.5$) ซึ่งเป็นจุดที่สามารถสร้างการไหลได้ดีที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 8

4. สรุปและข้อเสนอแนะ

การศึกษานี้ได้ทำการสร้างสมการทางคณิตศาสตร์ในเชิงทฤษฎี เพื่อใช้ทำนายพฤติกรรมกรไหลของอากาศในปล่องลมร้อน โดยสร้างจากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน (สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ) ร่วมกับสมการที่ได้จากการใช้สมมุติฐานต่าง ๆ ทางวิศวกรรมศาสตร์ และได้ใช้ผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD จากโปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป ANSYS-CFX เปรียบเทียบกับผลทำนายของสมการเชิงทฤษฎี โดยได้ศึกษาถึงผลกระทบของลักษณะรูปทรงของปล่องลมที่ต่างกัน ได้แก่ ปล่องตรง ปลายู่เข้า และปลายานออก ผลคำนวณของสมการเชิงทฤษฎีมีความสอดคล้องกันดีมากกับผลทำนายเชิงตัวเลข ยกเว้นกรณีที่มีการไหลแยกในกรณีปล่องปลายาน เมื่อ $AR_{32} > 4$ จากการศึกษาพบว่าการทำปล่องลมให้ปลายานออก สามารถเพิ่มอัตราการไหลและทิ้งความร้อนได้มาก ปล่องลมแบบปลายู่เข้าทำให้อัตราการไหลลดลง จึงไม่เหมาะสำหรับใช้เป็นระบบระบายความร้อน และค่ามุมบานตัวของปล่องลมที่ค่า $\theta_{23} = 9.25^\circ$ (หรือ $AR_{32} = 4.5$) จะเป็นจุดที่ดีที่สุด เนื่องจากสร้างอัตราการไหลได้มากที่สุด หากปล่องลมบานมากเกินไปจะเกิดการไหลแยก และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะลดลง

รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2)	S_M	momentum source term ของ CFX (N/m^3)
AR	สัดส่วนพื้นที่หน้าตัดของปล่องลม	T	อุณหภูมิของอากาศ (K)
c_p	ความจุความร้อนที่ความดันคงที่ ($J/kg \cdot K$)	\vec{U}	เวกเตอร์ความเร็ว (m/s)
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)	V	ความเร็วของอากาศ (m/s)
H	ความสูงของปล่องลม (m)	ΔT_i	อุณหภูมิแตกต่างของไอน้ำและอากาศที่ทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^\circ C$)
h	ความสูงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)	ΔT_o	อุณหภูมิแตกต่างของไอน้ำและอากาศที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^\circ C$)
K_H	สัมประสิทธิ์การสูญเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	δ	Kronecker delta (เมทริกซ์เอกลักษณ์ 3×3)
K_i	สัมประสิทธิ์การสูญเสียที่ทางเข้าปล่องลม	μ	ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล (Pa·s)
k	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	ρ	ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)	τ	shear stress (Pa)
P	ความดันของอากาศ (Pa)	$\vec{\nabla}$	เวกเตอร์ del operator
\dot{Q}	พลังงานความร้อน (W)	\otimes	operator ของผลคูณแบบ outer product ระหว่าง vectors ซึ่งจะได้ผลลัพธ์เป็น tensor
R	ค่าคงที่ของแก๊ส ($J/kg \cdot K$)		
S_E	energy source term ของ CFX (W/m^3)		

สัญลักษณ์ตัวห้อย

- 1, 2, 3 ตำแหน่งต่างๆ ในรูปที่ 2
21 ค่าตำแหน่งที่ 2 ต่อค่าตำแหน่งที่ 1 สำหรับคำนวณค่า AR
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, Vol. 2(1), 1983, 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, Vol. 82, pp. 198 - 205.
- [4] Chitsomboon, T. A validated analytical model for flow in solar chimney, *International Journal of Renewable Energy Engineering*, 2001, Vol. 3(2), pp. 339 - 346.
- [5] Chitsomboon, T. and Tongbai, P. The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney, *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, Vol. 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, Vol. 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, Vol. 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, Vol. 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. 263 - 268.
- [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] Stoecker, W.F. *Design of Thermal Systems*, 3rd edition, McGraw-Hill., 1989.
- [16] ANSYS CFX, Release 12.0: reference guide, ANSYS, Inc., 2009.

