

แบบจำลองเชิงตัวเลข 2 มิติ ของการไหลของอากาศร้อนภายในท่อที่ผนังมีอุณหภูมิคงที่และมีการติดตั้งปล่อง

Two-Dimensional Numerical Modeling of Hot Air Flow in Isothermal Tube with Chimney

กฤษฎา สุทธนจักร์ พิมพ์ขวัญ อินชา อมฤต กันธิดา และ ยศธนา คุณาทร*

Krissada Suthanajak, Pimkwun Inka, Ummarit Kanthida, and Yottana Khunatorn

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

เลขที่ 239 ถนนห้วยแก้ว ต.สุเทพ อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร. 0-5394-4146 ต่อ 967 โทรสาร 0-5394-4145

* E-mail yottana@chiangmai.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีธรรมชาติให้กับท่อตรงในแนวตั้งที่มีอุณหภูมิผนังที่ ด้วยการติดตั้งปล่องตรง ปล่องข้างและปล่องขยาย โดยได้ทำการศึกษาคำตอบปล่องที่มีสัดส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางของปล่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ($D:d$) ที่มีขนาดตั้งแต่ 1-7 และสัดส่วนของความยาวของปล่องต่อความยาวของท่อ ($L:L_p$) ตั้งแต่ 0.5, 1 และ 1.5 อีกทั้งสัดส่วนของความยาวของท่อต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ($L_p:d$) ที่มีค่าเท่ากับ 5 และ 10 ผลจากการศึกษาพบว่า การติดตั้งปล่องสามารถเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อได้ โดยที่เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่ไม่มีการติดตั้งปล่อง พบว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Nu_L) มีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับท่อที่มีการติดตั้งปล่องตรง และสำหรับปล่องข้างที่ให้ค่า สูงสุดอยู่ระหว่างช่วงสัดส่วน $D:d$ เท่ากับ 3 และปล่องขยายในช่วงสัดส่วน $D:d$ ที่ให้ค่า สูงที่สุดคือที่สัดส่วนเท่ากับ 3 ถึง 4, สำหรับสัดส่วน $L:L_p$ ที่มีค่า สูงที่สุดคือ ที่สัดส่วนเท่ากับ 1.5 และค่า มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามสัดส่วน $L:L_p$ ที่เพิ่มขึ้น

Abstract

This research studies the natural heat transfer enhancement of an isothermal vertical tube. The objective of this study is to explore the heat transfer from the heated tube by adding straight chimney, extended chimney and wide chimney, investigations are carried out for values of the width ratios ($D:d$) between 1-7, the length ratios ($L:L_p$) are 0.5, 1 and 1.5 and the length and the width ratios ($L_p:d$) are 5 and 10. It was found that adding chimney of the heated tube average Nusselt number (Nu_L) increases when it was compared with the case of tube without chimney and the best width ratio of the wide chimney is equal 3, the best period of extended ratios are 3 and 4. The best length ratio is equal to 1.5 and average Nusselt number tends to increase with the length ratio.

1. บทนำ

การนำหลักการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนโดยธรรมชาติเป็นวิธีการถ่ายเทความร้อนที่ประหยัด เพราะไม่ต้องใช้อุปกรณ์และพลังงานเชิงกลใดๆ มาช่วยในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจากอดีตจนถึงปัจจุบันได้มีการศึกษาอย่างมากมาย เช่น การศึกษาหาความสัมพันธ์การพาความร้อนภายในช่องที่ผนังมีอุณหภูมิคงที่ [1] และการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในช่องที่ผนังมีอุณหภูมิคงที่ [2] โดยวิธีสตรีมฟังก์ชันวอร์ทิซิตี (Stream function-vorticity method) และการศึกษาการถ่ายเทความร้อนผ่านช่องที่ผนังมีอุณหภูมิคงที่และมีการต่อปล่องที่มีความกว้างเท่ากับความกว้างของช่อง [3] ผลจากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนให้แผ่นวัสดุโดยการนำมาตั้งขนานกันในแนวตั้ง เพื่อให้เกิดการพาความร้อนตามธรรมชาติ โดยอากาศภายในช่องจะได้รับความร้อนจากแผ่นวัสดุทำให้มีความหนาแน่นลดลง จึงลอยตัวขึ้นแล้วอากาศเย็นที่อยู่ด้านล่างของช่องก็จะถูกดูดขึ้นไปแทนที่ เกิดการไหลของอากาศที่พาความร้อนจากแผ่นวัสดุออกไปทางด้านบนของช่อง ซึ่งได้มีการประยุกต์ใช้มากมาย เช่น การออกแบบลักษณะการจัดวางแผงวงจรในเครื่องคอมพิวเตอร์ หรือการออกแบบครีบบนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จนกระทั่งปัจจุบันได้มีการนำเอาการถ่ายเทความร้อนชนิดนี้ไปประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนภายในที่พักอาศัยอีกด้วย

จากงานวิจัยที่อ้างถึง จึงทำให้เกิดข้อสมมุติฐานขึ้นว่า ลักษณะการไหลของอากาศร้อนภายในท่อที่ผนังมีอุณหภูมิคงที่ และมีการติดตั้งปล่องข้างจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน และตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเมื่อนำไปเทียบกับแบบปล่องตรง หรือปล่องขยาย โดยงานวิจัยนี้จะการศึกษาความเร็ว และอุณหภูมิของอากาศร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งปล่อง ด้วยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (Computational fluid dynamics) โดยใช้โปรแกรม CFDRC® แบบจำลองเชิงตัวเลขที่สร้างขึ้นได้มีการกำหนดให้ท่อมีความกว้างและความยาวคงที่ แต่ในส่วนของปล่องจะมีการแปรความกว้าง และความยาวเพื่อหาอัตราส่วนที่เหมาะสมที่ให้ผลการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดสำหรับปล่องแต่ละชนิด

2. ทฤษฎี

2.1 บทนำเกี่ยวกับการพาความร้อน

การพาความร้อน แบ่งเป็น การพาความร้อนตามธรรมชาติ และการพาความร้อนแบบบังคับ ซึ่งการพาความร้อนตามธรรมชาตินั้น การเคลื่อนที่ของของไหลจะเกิดจากความแตกต่างของแรงลอยตัวเนื่องจากมวลของไหลมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลง และค่าที่บอกถึงความสามารถในการระบายความร้อนคือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนซึ่งขึ้นอยู่กับ คุณสมบัติของของไหล และลักษณะการไหล ที่มีทั้งการไหลแบบราบเรียบ, แบบปั่นป่วน และแบบทรานสิชั่น

2.2 สมการควบคุม

การคำนวณจะสมมติให้ของไหลไม่สามารถอัดตัวได้ เป็นการไหลในสองมิติที่อยู่ในช่วงราบเรียบ โดยสมการพื้นฐาน ดังนี้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho v}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho w}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{Du}{Dt} \right) = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial z} + v \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) + \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{Dv}{Dt} - \frac{w^2}{r} \right) = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial z} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w^2}{r} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{Dw}{Dt} + \frac{vw}{r} \right) = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{vw}{r} \right) \quad (4)$$

$$\rho C_p \left(\frac{DT}{Dt} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

เนื่องจากงานวิจัยนี้ใช้สมมติฐานของของไหลเป็น แบบอัดตัวไม่ได้ ดังนั้นจึงต้องนำเอา Boussinesq approximation, $\rho g \beta (T - T_\infty)$ มาใช้ในการหาค่าของความหนาแน่นที่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิและการเกิดของแรงลอยตัวโดยที่ β คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร ที่ความดันคงที่ ซึ่งมีค่า

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของอากาศที่มีการเปลี่ยนแปลง เนื่องจากสมการควบคุมของที่ใช้ในการปัญหานี้ขึ้นอยู่กับรูปของระบบสมการอนุพันธ์เชิงซ้อนที่ไม่สามารถหาคำตอบของสมการได้ด้วยวิธีการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์โดยตรง ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้วิธีการเชิงตัวเลขมาช่วยในการแก้ปัญหา

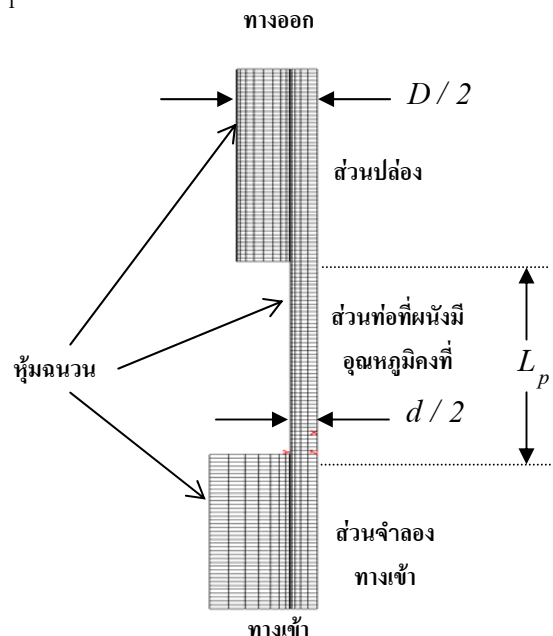
3. ขั้นตอนและลักษณะการวิจัย

งานวิจัยนี้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขตามลักษณะของปล่องที่ติดตั้ง ทั้งหมด 4 ประเภท คือ ท่อที่ไม่มีติดตั้งปล่อง, ท่อที่มีการติดตั้งปล่องตรง, ปล่องถ่าง และปล่องขยาย และมีการแปรค่าสัดส่วนความยาวของท่อต่อความยาวของปล่อง ($L:L_p$), ความยาวของท่อต่อความกว้างของท่อ ($L_p:d$) และความกว้างของปล่องต่อความกว้างของท่อ ($D:d$) รวมทั้งสิ้น 92 กรณี แล้วจึงใช้ตัวเลขเซลล์ (Nu_L) เป็นตัวชี้วัดความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ใช้ความเร็วที่ปากทางเข้าท่อ และอัตราการไหลเชิงมวลเป็นตัวชี้วัดความสามารถในการไหลของอากาศ

ในการประมวลผลด้วยวิธีการเชิงตัวเลขสามารถแบ่งออกได้เป็นสามขั้นตอนหลัก ดังนี้

3.1 การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลข

แบบจำลองที่ในงานวิจัยนี้เป็นแบบจำลองเชิงตัวเลข 2 มิติที่ใช้กริดสี่เหลี่ยมแบบโครงสร้าง (Structured grid) ซึ่งมีความหนาแน่นเป็นพิเศษในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ และความหนาแน่นของอากาศสูง โดยแบบจำลองมีขนาดทางเข้า 0.2 และ 0.5 เมตร ท่อมีความกว้าง $d=0.05$ เมตร และความยาวเป็น L_p ส่วนปล่องมีความกว้างเป็น D ซึ่งมีค่าตั้งแต่ 0 จนถึง 7 เท่าของความกว้างและความยาว ซึ่งมีค่าเป็น 0.5, 1.0 และ 1.5 เท่าของ L_p โดยในการศึกษานี้กำหนดให้ค่า $L_p=0.25$ เมตร และ $L_p=0.5$ เมตร ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองเชิงตัวเลข จากนั้นนำไปหาค่า จากสมการ (5)

$$Ra_d^* = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d^4}{\nu\alpha L_p} \quad (6)$$

เมื่อ Ra_d^* คือค่าตัวเลขเรย์ลีย์ (Rayleigh number) จะได้ว่าที่ $L_p = 0.25$ เมตร มีค่า $Ra_d^* = 6.261 \times 10^{12}$ และที่ $L_p = 0.50$ เมตร มีค่า $Ra_d^* = 3.131 \times 10^{12}$ ส่วนค่าตัวแปรอื่นๆ ดังตารางที่ 1

เนื่องจากความถูกต้องของผลเฉลยเชิงตัวเลขขึ้นกับความละเอียดของจำนวนกริด จึงได้มีการคำนวณหาจำนวนกริดที่เหมาะสมโดยตั้งค่าจำนวนกริดในแต่ละแกน $\overline{Nu}_L$ แล้วนำผลลัพธ์ไปคำนวณค่า $\overline{Nu}_L$ จากนั้นจึงแปรค่าจำนวนกริดให้ละเอียดขึ้นและคำนวณค่า $\overline{Nu}_L$ ใหม่อีกครั้งเพื่อเปรียบเทียบค่า $\overline{Nu}_L$ ที่ได้ทั้งสองครั้งหากมีค่าเปลี่ยนแปลงสัมพัทธ์ไม่เกิน 1% ก็ถือว่าจำนวนกริดในครั้งแรกมีความละเอียดเพียงพอ แต่หากมีค่าเปลี่ยนแปลงสัมพัทธ์เกิน 1% ก็เพิ่มความละเอียดของกริดขึ้นไปอีกและทำซ้ำขั้นตอนเดิม

3.2 การกำหนดคุณสมบัติของอากาศและการตั้งเงื่อนไขขอบเขต

ในการคำนวณได้มีการกำหนดคุณสมบัติต่าง ๆ ของอากาศไว้ดังตารางที่ 1 นอกจากนั้นการยังได้กำหนดให้อากาศมีคุณสมบัติเป็นก๊าซในอุดมคติ (Ideal gas law) ที่มีมวลโมเลกุลเท่ากับ 29 ทั้งนี้ค่าของ β ($\beta = 1/T$), ν , และ α เป็นค่าคุณสมบัติที่ได้จากตารางคุณสมบัติของอากาศ [4] โดยใช้การอ้างอิงจากอุณหภูมิฟิล์ม ($T_{film} = (300 + 350)/2 = 325$ K)

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของอากาศ

ตัวแปร	ค่าที่กำหนด	หน่วย
T_s (อุณหภูมิผนังท่อ)	350	K
T_∞ (อากาศที่อุณหภูมิห้อง)	300	K
P (ความดัน)	1	atm
g (ความโน้มถ่วงตามแกน x)	-9.81	m/s ²
μ (ความหนืดสัมบูรณ์)	1.846×10^{-5}	kg/m-s
C_p (ความร้อนจำเพาะ)	1007	J/kg-K
Pr (ตัวเลขพรันดท์)	0.707	-
β (สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตรของของไหล)	3.077×10^{-3}	K ⁻¹
ν (ความหนืดจลน์)	1.840×10^{-5}	m ² /s
α (สภาพแพร่ความร้อน)	2.620×10^{-5}	m ² /s

ในการประมวลผลจะต้องมีการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตที่จำเป็น โดยที่รายละเอียดการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตบริเวณต่างๆ มีดังนี้

- (1) ทางเข้า ให้อุณหภูมิ (T) และความดัน (P) มีค่าเท่ากับบรรยากาศ คือ 300 K และ 1 atm
- (2) ผนังที่มีการหุ้มฉนวน กำหนดให้ความเร็ว (V) ของของไหลมีค่าเป็นศูนย์ และ $T = 350$ K
- (3) ทางออก กำหนดให้ $V = 0$, $T = 300$ K และ $P = 1$ atm

3.3 การคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน

ในการประมวลผลการคำนวณ และทำการเก็บข้อมูลอุณหภูมิที่ผิวท่อและชั้นฉนวนตลอดความยาวท่อ เพื่อนำไปคำนวณค่า $\overline{Nu}_L$ ต่อไป โดยที่กำหนดให้ค่าฟลักซ์ความร้อนจากการนำความร้อนที่ผิวของผนังมีค่าเท่ากับฟลักซ์ความร้อนจากการพาความร้อนของอากาศ

$$q''_{cond} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (7)$$

$$h = -\frac{k}{(T_s - T_\infty)} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (8)$$

โดยค่า k และ $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$ สามารถหาได้จากผลการคำนวณการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในท่อ ค่า h ที่ได้จะเป็นค่าเฉพาะที่ตามความยาวของท่อ ดังนั้นจึงหาค่าเป็น $\bar{h}$ โดยจะใช้การอินทิเกรตเชิงตัวเลขตามสมการ (8)

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx = \frac{1}{L} \sum h \Delta x \quad (9)$$

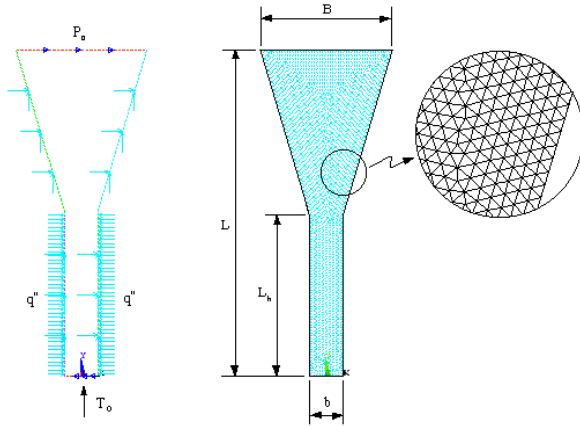
จากนั้นนำค่า $\bar{h}$ ที่ได้มาหาค่า $\overline{Nu}_L$ ตามสมการ (9)

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (10)$$

3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากโปรแกรมกับงานวิจัยของ เกลิมสคัก (2546) ซึ่งใช้วิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ และได้พิจารณาการไหลเป็นแบบ 2 มิติ และใช้เอลิเมนต์แบบสามเหลี่ยมสามโนด จำนวนของเอลิเมนต์ในแต่ละแบบจำลองที่ใช้

คำนวณ 25000 เอลิเมนต์ขึ้นไป โดยตัวอย่างของแบบจำลองที่ใช้คำนวณแสดงอยู่ในรูป 2 ในการคำนวณได้กำหนดให้การไหลเป็นแบบราบเรียบ ของไหลไม่อัดตัว และใช้หลักการอนุรักษ์ มวล โมเมนตัม และพลังงาน ในการคำนวณ



รูป 2 แบบจำลองสำหรับกรณีติดปล่องแบบต่าง

โดยมีเงื่อนไขในการคำนวณ คือ อากาศที่อยู่ติดผนังช่องและปล่องไม่มีการเคลื่อนที่ หรือเลื่อนไหล $v_x, v_y = 0$ m/s, ให้ความร้อนกับผนังช่อง $q'' = 100$ และ 300 W/m², ที่ทางเข้าช่องกำหนดให้ $T = T_0 = 298$ K, ที่ทางออกสมมุติให้ $P = P_0$ โดยในที่นี้จะเปรียบเทียบกับงานของเฉลิมศักดิ์ (2546) ที่สัดส่วน L_h/b เท่ากับ 2.5, L/L_h เท่ากับ 2, สัดส่วน B/b เท่ากับ 3 และ q'' เท่ากับ 300 W/m² ซึ่งงานของเฉลิมศักดิ์ (2546) ได้ผลการคำนวณตัวเลขเซลล์เฉลี่ยที่สัดส่วนดังกล่าวประมาณ 17.2 และเมื่อใช้โปรแกรม CFDRC[®] ทำการคำนวณเพื่อเปรียบเทียบโดยกำหนดรูปร่างและเงื่อนไขให้เหมือนกันพบว่า ได้ค่าตัวเลขเซลล์เฉลี่ย 18.5 ซึ่งมีค่าแตกต่างกันประมาณ 7.5%

4. ผลการศึกษาและการวิเคราะห์

4.1 ความเร็ว

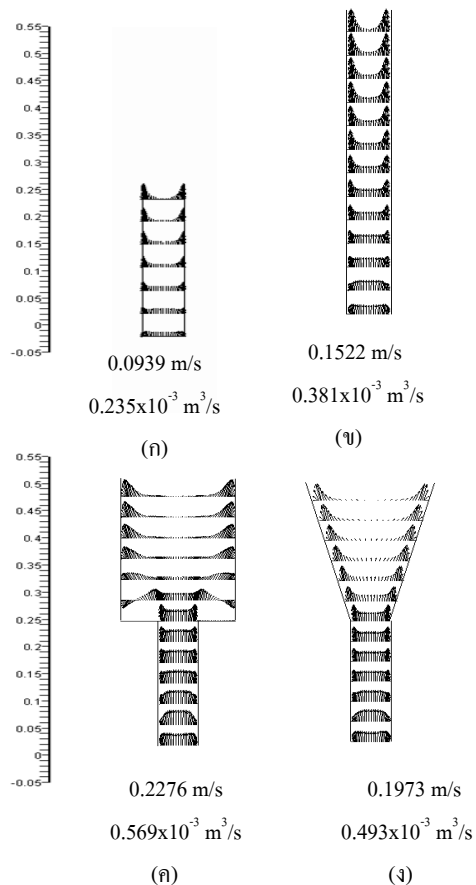
ผนังท่อซึ่งมีอุณหภูมิคงที่ได้ถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศที่อยู่ภายในท่อทำให้อากาศบริเวณชิดกับผนังท่อมีอุณหภูมิสูงขึ้น มีความหนาแน่นลดลง จึงลอยตัวขึ้นสู่ด้านบน และอากาศที่อุณหภูมิต่ำกว่าทางด้านล่างถูกดูดเข้ามาแทนที่ ดังรูปที่ 3

เมื่อพิจารณารูปที่ 4 และ รูปที่ 5 จะเห็นว่า การติดตั้งปล่องขยายให้ความเร็วสูงสุด รองลงมาเป็นการติดตั้งปล่องต่างและปล่องธรรมดาตามลำดับ และที่สัดส่วน $D:d=3:1$ ให้ความเร็วเฉลี่ยที่ปากทางเข้าท่อสูงสุด ดังรูปที่ 4 และ รูปที่ 5

4.2 อุณหภูมิ

บริเวณผนังท่อที่ให้ความร้อนจะมีอุณหภูมิสูงสุดและค่อย ๆ ลดลงจนต่ำสุดที่บริเวณแกนกลางท่อเรียกบริเวณนี้ว่า “แกนของไหลเย็น” และเรียกบริเวณถัดออกไปที่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิว่า

“ชั้นการถ่ายเทความร้อน” สำหรับปล่องขยายและปล่องต่างที่สัดส่วน $D:d=3$ จะให้ค่าตัวเลข Nu_L สูงกว่าสัดส่วนอื่นจึงบอกได้ว่า ระบายความร้อนได้มากกว่าที่สัดส่วนอื่น ซึ่งสอดคล้องกับผลการวิเคราะห์อัตราการไหล นอกจากนี้การติดตั้งปล่องแบบขยาย จะมีการสะสมของความร้อนบริเวณมุมล่างของปล่อง ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงกว่าส่วนอื่นๆ ของปล่องเนื่องมาจากการเกิดการไหลวนของอากาศแต่การติดตั้งปล่องแบบต่างจะไม่พบเหตุการณ์เช่นนี้ขึ้น

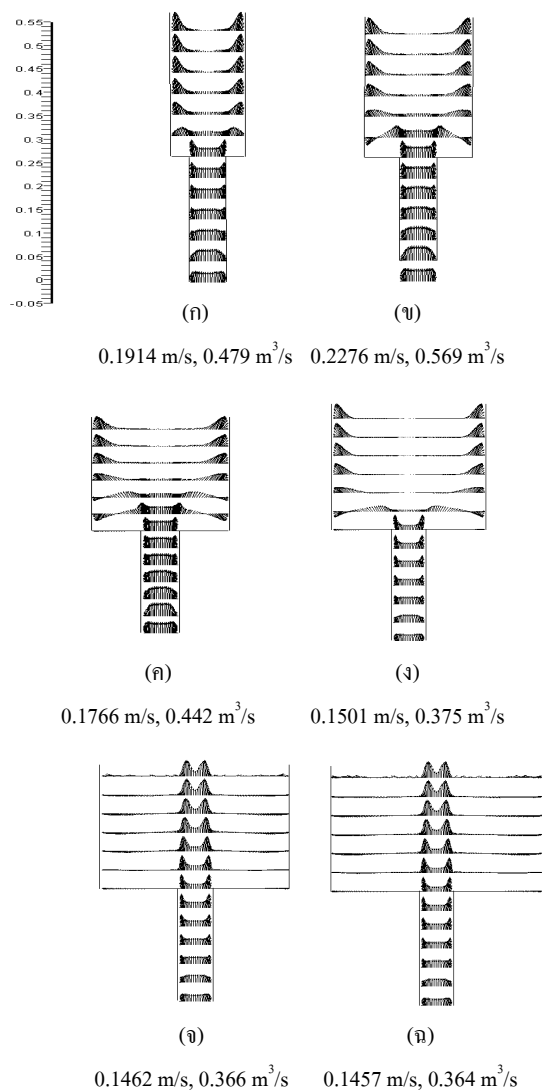


รูปที่ 3 เวกเตอร์ความเร็วของอากาศในท่อที่สัดส่วน $L_p:d=5:1$ และ $L:L_p=1:1$ พร้อมตัวเลขระบุค่าความเร็วเฉลี่ยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรเฉลี่ยของอากาศที่ทางเข้า รูป (ก) ท่อที่ไม่มีการติดตั้งปล่อง, (ข) ท่อที่มีการติดตั้งปล่องตรง, (ค) ท่อที่มีการติดตั้งปล่องขยาย โดยมีสัดส่วน $D:d=3:1$, และ (ง) ท่อที่มีการติดปล่องต่างโดยมีสัดส่วน $D:d=3:1$

4.3 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อที่มีการติดตั้งปล่องและไม่มีการติดตั้งปล่องแบบต่างๆ มีแนวโน้มเป็นเช่นเดียวกัน คือจะมีค่าสูงมากในระยะแรกจากนั้นจะมีค่าลดลงตามระยะความสูงของท่อ แตกต่างกันเล็กน้อยคือ ที่บริเวณปลายท่อในกรณีติดตั้งปล่องขยายและปล่องต่างจะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นอีกครั้ง จากรูปที่ 6-รูปที่ 8 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าอยู่

ในช่วง 3.5 ถึง 8 และมีค่าลดลงถ้าอัตราส่วนระหว่างความยาวของปล่องต่อความกว้างของท่อ ($L_p:d$) เพิ่มขึ้น โดยที่ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของปล่องแต่ละชนิดสามารถเปรียบเทียบได้จากตัวเลขนัสเซิลท์ และเวกเตอร์ความเร็วของอากาศภายในท่อและปล่องขยายที่มีสัดส่วนต่างกันนั้น ทำให้การกระจายตัวของเวกเตอร์ความเร็วของปล่องขยายรูป 4 (ก) - (ง) นั้นต่างจากปล่องขยายอื่นเนื่องจาก ระยะห่างที่กว้างขึ้นทำให้ความเฉื่อยของอากาศที่เคลื่อนที่ขึ้นลดลง จนไม่สามารถกระจายไปยังผนังของปล่องด้านข้างได้

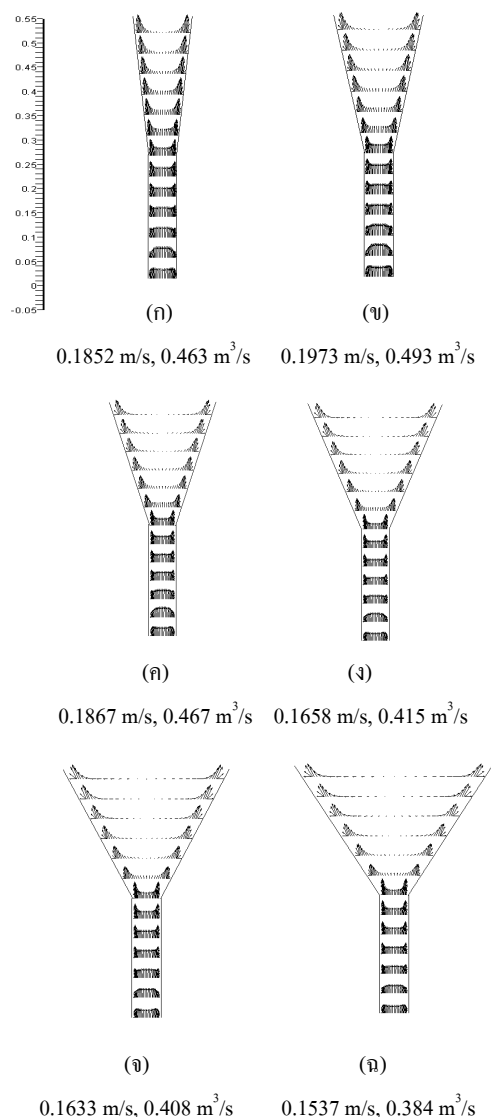


รูปที่ 4 เวกเตอร์ความเร็วของอากาศภายในท่อและปล่องขยายที่มีสัดส่วน $L_p:d = 5:1$ และ $L:L_p = 1:1$ พร้อมตัวเลขระบุค่าความเร็วเฉลี่ยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรเฉลี่ยของอากาศที่ทางเข้า รูป (ก) สัดส่วน $D:d=2$, (ข) $D:d=3$, (ค) $D:d=4$, (ง) $D:d=5$, (จ) $D:d=6$, (ฉ) $D:d=7$

4.4 ตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย

จากการพิจารณาคำนัสเซิลท์สำหรับการติดตั้งปล่องทุกประเภทพบว่า $\overline{Nu}_L$ จะมีค่าสูงสุดที่สัดส่วนความกว้างปล่องต่อความกว้าง

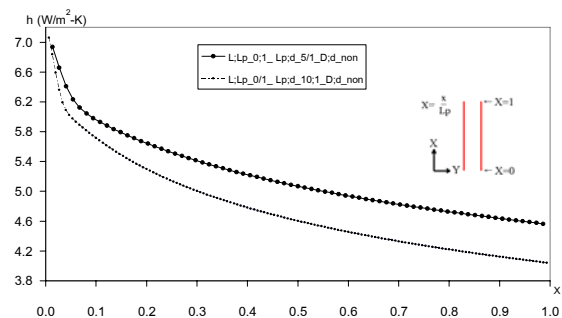
ท่อประมาณ 3 - 4 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเป็นสัดส่วนที่สามารถระบายความร้อนออกจากท่อได้ดีที่สุด ยกเว้นกรณี $L:L_p=0.5:1$ ของปล่องขยาย ที่มี $\overline{Nu}_L$ สูงสุดที่สัดส่วนความกว้างปล่องต่อความกว้างท่อประมาณ 2.5 เมื่อพิจารณารูปที่ 9 จะเห็นได้ว่า ในช่วงแรกของปล่องนั้น ปล่องขยายจะให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย ($\overline{Nu}_L$) มากกว่าการติดตั้งปล่องถ่าง จากนั้นเมื่อทำการเพิ่มสัดส่วน ($D:d$) ขึ้นไปอีกค่า $\overline{Nu}_L$ ของปล่องขยายจะลดลงอย่างรวดเร็วในขณะที่ของปล่องถ่างจะมีค่าลดลงเพียงเล็กน้อย โดยเส้นกราฟจะลงมาติดกันที่สัดส่วน $D:d$ ประมาณ 4 - 5 แต่โดยรวมแล้ว กรณีศึกษาที่ให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์สูงสุดในที่นี้ คือ กรณี $L:L_p=1.5:1$, $L_p:d=5:1$ และ $D:d=4$



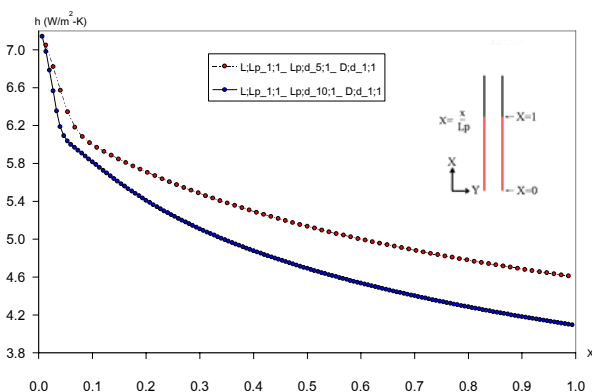
รูปที่ 5 เวกเตอร์ความเร็วของอากาศภายในท่อต่อปล่องถ่างที่มีสัดส่วน $L_p:d = 5:1$ และ $L:L_p = 1:1$ พร้อมตัวเลขระบุค่าความเร็วเฉลี่ยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรเฉลี่ยของอากาศที่ทางเข้า รูป (ก) สัดส่วน $D:d=2$, (ข) $D:d=3$, (ค) $D:d=4$, (ง) $D:d=5$, (จ) $D:d=6$, (ฉ) $D:d=7$

4.5 อัตราการไหลโดยมวล

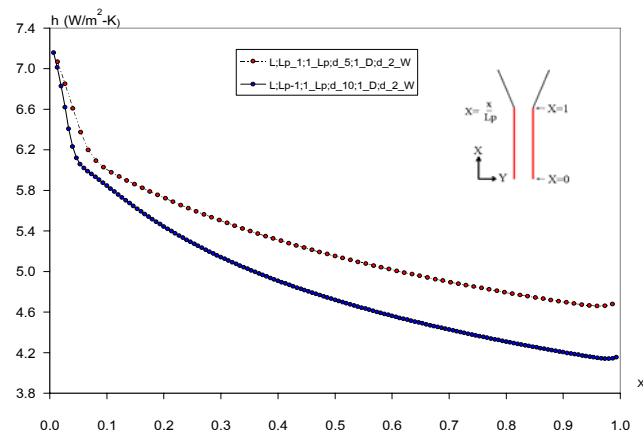
จากรูปที่ 10 พบว่ากราฟมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มสัดส่วน $L:L_p$ โดยปล่องต่างจะมีลักษณะของเส้นกราฟที่ราบเรียบกว่าปล่องขยา แต่ในทุกๆ กรณีจะมีจุดที่มีค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศสูงสุดที่สัดส่วน D/d มีค่าอยู่ในช่วง 3-4 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเป็น



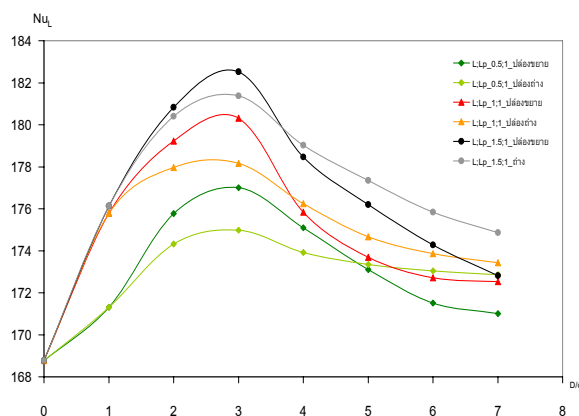
รูปที่ 6 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ตามแนวความยาวของท่อที่มีการติดตั้งปล่องที่ $L_p:d=5$ (เส้นเต็ม) และ $L_p:d=10$ (เส้นปะ) โดยที่แกน x คือ อัตราส่วนของระยะตามความสูงในแนวแกน x ที่ค่าใดๆ ของท่อ ต่อความยาวของท่อ



รูปที่ 7 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ตามแนวความยาวของท่อที่มีการติดตั้งปล่องตรง $L_p:d=5$ (เส้นปะ) $L_p:d=10$ (เส้นเต็ม) โดยที่แกน x คือ อัตราส่วนของระยะตามความสูงในแนวแกน x ที่ค่าใดๆ ของท่อ ต่อความยาวของท่อ



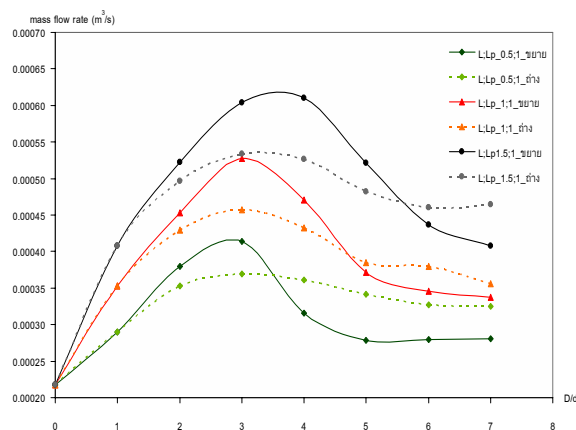
รูปที่ 8 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ตามแนวความยาวของท่อที่มีการติดตั้งปล่องต่าง $L_p:d=5$ (เส้นปะ) และ $L_p:d=10$ โดยมีการติดตั้งปล่องต่าง (เส้นเต็ม) โดยที่แกน x คือ อัตราส่วนของระยะตามความสูงในแนวแกน x ที่ค่าใดๆ ของท่อ ต่อความยาวของท่อ



หมายเหตุ ที่สัดส่วน $D:d=0$ หมายถึง ท่อที่ไม่มีการติดตั้งปล่อง ที่สัดส่วน $D:d=1$ หมายถึง ท่อที่มีการติดตั้งปล่องแบบตรง

รูปที่ 9 ค่า Nu_L ของท่อที่ $L_p:d=10$ ที่ทุกๆ สัดส่วน $L:L_p$ และที่ทุกๆ สัดส่วน $D:d$

สัดส่วนที่สามารถระบายความร้อนออกจากท่อได้ดีที่สุด เช่นเดียวกับกราฟของตัวเลขสเกลต์เฉลี่ย จากผลการศึกษพบว่า การต่อปล่องแบบขยาจะให้ค่าความเร็วเฉลี่ยที่ปากทางเข้ามากกว่ากรณีปล่องต่าง ปล่องตรง และไม่คิดปล่องตามลำดับเพราะในกรณีที่ไม่มีการติดตั้งปล่อง การไหลของอากาศเมื่อออกจากท่อจะมีทิศทางที่ไม่แน่นอนทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าท่อที่มีการติดตั้งปล่องขยา ซึ่งการไหลของอากาศมีทิศทางที่แน่นอนส่วนท่อที่ยาวกว่าจะเกิดการสะสมความร้อนมากกว่าจึงทำให้เกิดการไหลที่มากกว่าด้วย



รูปที่ 10 กราฟแสดงค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศที่ความกว้าง 0.05 เมตรและความยาวท่อ 0.25 เมตร ของท่อที่มีการติดตั้งปล่อง โดยแสดงเปรียบเทียบกันที่สัดส่วน $L:L_p$ และ $D:d$ ที่สัดส่วนต่างๆกัน

5. สรุปผลการศึกษาวิจัย

จากการศึกษาวิจัย พบว่าการติดตั้งปล่องทั้งปล่องตรง ปล่องถ่าง และปล่องขยาย จะทำให้อุณหภูมิที่ผนังช่องลดลงและได้ค่า $\overline{Nu}_L$ เพิ่มขึ้น เนื่องจากการติดตั้งปล่องขยาย จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงขึ้น ซึ่งจะมีผลให้ค่า $\overline{Nu}_L$ สูงตามไปด้วย นอกจากนี้ อัตราการไหลโดยมวล ($\dot{m}$) จะมีการเปลี่ยนแปลงที่เป็นสัดส่วนกับการเพิ่มขึ้นของค่า $\overline{Nu}_L$ โดยที่สัดส่วน $L:L_p$ ที่ดีที่สุดคือ 1.5 เท่าให้ค่า $\overline{Nu}_L$ มากที่สุดสำหรับการติดตั้งทั้งแบบถ่างและแบบขยาย และการเพิ่มขึ้นของสัดส่วน $L:L_p$ จะทำให้แนวโน้มของค่า $\overline{Nu}_L$ เพิ่มขึ้น และสำหรับสัดส่วน $D:d$ นั้นจะทำให้ค่า $\overline{Nu}_L$ เพิ่มขึ้นเช่นกันแต่เปอร์เซ็นต์การเพิ่มของค่า $\overline{Nu}_L$ มีลักษณะเป็นรูปประฆังคว่ำโดยมีช่วงสูงสุดอยู่ที่ สัดส่วน $D:d$ เท่ากับ 3 – 4 โดยการติดตั้งปล่องขยายจะให้ค่า $\overline{Nu}_L$ สูงสุดในช่วงแรกของสัดส่วน $D:d$ แต่เมื่อเพิ่มสัดส่วนนี้ขึ้นไปอีกปล่องขยายจะให้ค่า $\overline{Nu}_L$ ต่ำกว่าปล่องถ่าง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Elenbaas, W., 1942, "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection", Physica, Vol. 9, No.1, pp. 1-28.
- [2] Nakamura, H., Yutaka, A. and Naitou T., 1982, "Heat Transfer by Free Convection Between Two Parallel Flat Plates", Numerical Heat Transfer. Vol. 5, pp.95-106.
- [3] Oosthuizen, P.H., 1984, "A Numerical Study of Laminar Free Convection Flow through Vertical Open Partially Heated Plane

Duct," Fundamental of Natural Convection-Electronic Equipment Cooling. ASME HTD. Vol. 32, pp. 41-48.

- [4] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 2002, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 5th ed. New York : John Wiley & Son.