

# สภาวะที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

## Thermoeconomic Optimization of Air-Cooled Heat Exchangers

อิสเรศ ธุชกัลยา

Isares Dhuchakallaya

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ (ศูนย์รังสิต)

คลองหลวง ปทุมธานี 12121

โทร. 0-25643001-9 ต่อ 3154 โทรสาร 0-25643010

E-mail: disares@engr.tu.ac.th

### บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาและพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมสำหรับวิเคราะห์หาสภาวะที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบนแผ่นเรียบชนิดไหลขวางกัน ซึ่งมีน้ำเป็นของไหลที่ให้ความร้อนและอากาศเป็นของไหลที่ใช้ระบายความร้อน โดยพิจารณาบนพื้นฐานของค่าการย้อนกลับไม่ได้ต่ำสุด และเศรษฐศาสตร์ความร้อน สภาวะที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแบ่งการวิเคราะห์ออกเป็นสองส่วนคือ สภาวะการทำงานที่เหมาะสมและลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสม โดยที่ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์สภาวะการทำงานที่เหมาะสม ได้แก่ อัตราการไหลของอากาศและน้ำร้อน ส่วนตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสม ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ จำนวนแถวของท่อ จำนวนท่อต่อแถว ระยะห่างของครีบบ ความหนาของครีบบ และระยะห่างระหว่างแถว ส่วนในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ความร้อน ซึ่งเป็นการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้แบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือราคาของวัสดุที่ใช้สร้าง และค่าใช้จ่ายในการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นเนื่องจากค่าการย้อนกลับไม่ได้จากความดันลด และการถ่ายเทความร้อน นอกจากนี้ยังแสดงผลที่ได้จากการเปรียบเทียบระหว่างการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อเป็นการยืนยันความน่าเชื่อถือของแบบจำลอง

### Abstract

This study presents the optimal mathematical model for the optimization of plate finned tubes heat exchangers. Air-cooled, heat exchangers used in this study had hot water flowing in tube. The criteria of analysis are the minimum irreversibilities and thermoeconomics. The optimization of heat exchangers is divided into two parts including the optimal operating conditions and the optimal configurations. The variations of the optimal operating condition analysis include air flow rate and hot water flow rate. As the variations of the optimal configuration analysis include tube diameter, number of rows, number of

tubes per row, fin pitch, fin thickness and row pitch. In thermoeconomics analysis, the objective function is total cost of heat exchangers, which include capital costs and operating costs. The capital costs are costs of materials for construction of heat exchangers and the operating costs are the costs associated with pressure drop and heat transfer irreversibilities. In addition, the experiment is set up to confirm the reliability of this model. Results are presented of comparisons between the experimental and the mathematical model.

### 1. บทนำ

ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องมือที่มีบทบาทสำคัญมากในการอนุรักษ์พลังงาน เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหน้าที่หลักคือการถ่ายเทความร้อน หรือนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งมีการใช้งานกันอย่างกว้างขวางในโรงงานอุตสาหกรรม หรือแม้แต่ในครัวเรือน ดังนั้นถ้าสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงได้ ย่อมหมายถึงการประหยัดพลังงานอย่างมหาศาล การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์เข้ามาเกี่ยวข้องเพื่อให้ได้สภาวะการทำงานและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมและมีประสิทธิภาพสูง ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะไม่เป็นเพียงการวิเคราะห์เพื่อหาประสิทธิภาพเท่านั้น แต่ยังเป็นการวิเคราะห์ถึงระดับคุณภาพของพลังงานด้วย เนื่องจากวิธีนี้เป็นการพิจารณาถึงศักยภาพในการนำไปใช้งาน หรือคุณภาพของพลังงานของระบบซึ่งไม่ถูกอนุรักษ์ สามารถถูกทำลายได้เนื่องจากการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility) โดยไม่สามารถวิเคราะห์ได้โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์

การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ได้มีการศึกษาไว้หลากหลายแตกต่างกันไป Bejan [1] ได้ศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันชนิดเปลือกและท่อ (Shell and tube) โดยของไหลเป็นอากาศโดยสมมติให้เป็นก๊าซในอุดมคติที่มีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ พบว่า ค่าการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility) มีสาเหตุมาจากความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน และ

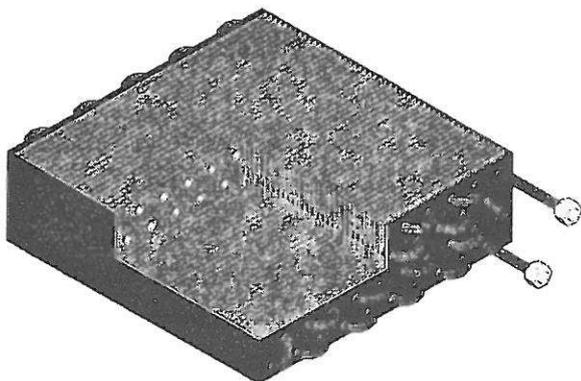
RECEIVED 12 January, 2004

ACCEPTED 11 May, 2004

การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ ต่อมา Das และ Roetzel [2] และ Ogulata et al. [3] ได้ทำการศึกษาในลักษณะเดียวกัน แต่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกันไป ซึ่ง Saboya [4] ก็ได้ศึกษาในลักษณะคล้าย ๆ กัน แต่จะศึกษาถึงลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมด้วย นอกจากนี้ยังมีการศึกษาในรูปแบบของ Available-work equivalent โดย Dejong et al. [5] ซึ่งใช้คอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ต่อมา Dhuchakallaya [6] ได้ศึกษาถึงอิทธิพลของน้ำที่ควบแน่นบนผิวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อค่าการย้อนกลับไม่ได้

นอกจากการวิเคราะห์บนพื้นฐานตามกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์แล้ว ยังมีกรวิเคราะห์บนพื้นฐานอื่นอีก เช่น พื้นที่หน้าตัดต่ำที่สุด พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุด ขนาดที่เล็กที่สุด เป็นต้น เพื่อหาลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม ซึ่ง Hedderich et al. [7] ก็ได้ใช้วิธี Feasible Directions และ Augmented Lagrange Multiplier เพื่อศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบกกลม (Circular Finned-Tube) โดยมีของไหลเป็นน้ำและอากาศ Lau et al. [8] ได้หาลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมของคอนเดนเซอร์ที่ใช้ระบบความร้อนด้วยอากาศสำหรับโรงไฟฟ้าตามวัฏจักรแรงคิน

จากการวิเคราะห์ที่กล่าวมาข้างต้นเป็นการวิเคราะห์ทางกายภาพและลักษณะการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยไม่มีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เข้ามาเกี่ยวข้อง ซึ่ง Comelissen และ Hirs [9] ก็ได้นำหลักเศรษฐศาสตร์เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์ด้วย บนพื้นฐานของวัฏจักรชีวิต (Life cycle) เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสม Soylemez [10] ใช้วิธีความดันลด ( $P_1-P_2$ ) และ Effectiveness-NTU ซึ่งวิธี  $P_1-P_2$  ใช้สำหรับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ และวิธี Effectiveness-NTU ใช้สำหรับการวิเคราะห์ทางความร้อน นอกจากนี้ยังมีการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเปลี่ยนสถานะ โดย Zubair et al. [11] ซึ่งใช้คอนเดนเซอร์ และฮีวโปรเตอร์เป็นกรณีศึกษา รวมทั้งมีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ทางความร้อน (Thermoeconomics) ควบคู่กันไปด้วย



รูปที่ 1 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานวิจัยนี้

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า การใช้กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ และเศรษฐศาสตร์ความร้อนในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบกกลมแผ่นชนิดไหลขวางกันเพื่อหาลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นยังมีการศึกษาค่อนข้างน้อย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อหาสภาวะการทำงานและลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบกกลมแผ่นเรียบ (Plate Finned Tubes Cross Flow Heat Exchangers) โดยพิจารณาการย้อนกลับไม่ได้ต่ำที่สุดและเศรษฐศาสตร์ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

## 2. ทฤษฎี

### 2.1 ค่าการย้อนกลับไม่ได้

จากทฤษฎีของ Guoy-Stodola [1] ค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นกับกระบวนการใด ๆ คือปริมาณเอนโทรปีที่สูญเสีย ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้น (Entropy generation) ดังนี้

$$i = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (1)$$

โดยที่ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นสามารถแยกได้เป็นสองทอมคือ ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิ และค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากความดันลด

$$\dot{S}_{gen} = (\dot{S}_{gen})_{\Delta T} + (\dot{S}_{gen})_{\Delta P} \quad (2)$$

ซึ่งค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในแต่ละส่วนยังสามารถแบ่งย่อยออกได้เป็นค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในของไหลร้อน และค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในอากาศ ถ้าสมมุติว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการหุ้มฉนวนอย่างดี

$$\dot{S}_{gen} = [(\dot{S}_{gen})_{\Delta T} + (\dot{S}_{gen})_{\Delta P}]_a + [(\dot{S}_{gen})_{\Delta T} + (\dot{S}_{gen})_{\Delta P}]_w \quad (3)$$

จากกฎข้อที่หนึ่งและสองของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับสารอย่างง่าย เฟสเดียว จะได้

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{VdP}{T} \quad (4)$$

เมื่อพิจารณาค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นทางด้านอากาศ เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศที่อยู่ในช่วง 25°C ถึง 50°C สามารถพิจารณาได้ว่า อากาศเป็นก๊าซทางอุดมคติ ดังนั้นจากสมการที่ (4) จะได้

$$\dot{S}_{gen,a} = (\dot{m}c_p)_a \ln \left( \frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} \right) - (\dot{m}R)_a \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a,i}} \right) \quad (5)$$

ส่วนค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นทางด้านของไหลร้อน เนื่องจากของไหลร้อนเป็นน้ำซึ่งไม่สามารถอัดตัวได้ ดังนั้นจากสมการที่ (4) จะได้

$$\dot{S}_{gen,w} = (\dot{m}c_p)_w \ln\left(\frac{T_{w,o}}{T_{w,i}}\right) + \frac{\dot{m}_w \Delta P_w}{\rho_w T_{w,av}} \quad (6)$$

## 2.2 ความดันลด

ความดันลดทางด้านอากาศสามารถหาได้จาก

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2\rho_i} \left[ f_a \frac{A_i}{A_c} \frac{\rho_i}{\rho_{av}} + (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (7)$$

โดยที่ตัวประกอบความเสียดทานทางด้านอากาศ หากจากสหสัมพันธ์ของ Wang et al. [12] ดังนี้

$$f_a = 0.0267 (Re_{D_c})^{F_1} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{F_2} \left( \frac{P_r}{D_c} \right)^{F_3} \quad (8)$$

โดยที่

$$F_1 = -0.764 + 0.739 \left( \frac{S_T}{S_L} \right) + 0.177 \left( \frac{P_r}{D_c} \right) - \frac{0.00758}{N}$$

$$F_2 = -15.689 + \frac{64.012}{\ln(Re_{D_c})} \quad F_3 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln(Re_{D_c})}$$

โดยที่สมการนี้ได้จากข้อมูลการทดลองในช่วง

$$2 \leq N \leq 6 \quad 0.717 \leq \frac{S_T}{D_o} \leq 5.00$$

$$0.976 \leq \frac{S_L}{D_o} \leq 4.33 \quad 0.0937 \leq \frac{P_r}{D_o} \leq 1.37$$

## 2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU และค่าประสิทธิภาพ

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นตัวบ่งบอกถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งนิยามจาก

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} \quad (9)$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน และของไหลทั้งสองไม่มีการผสม จะมีความสัมพันธ์

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[ \left( \frac{1}{Cr} \right) NTU^{0.22} \left\{ \exp\left[ -Cr(NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (10)$$

$$\text{โดยที่} \quad Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

สำหรับท่อใหม่ บาง และไม่มีครีบบนภายในท่อ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม สามารถหาได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{0,a} h_a A_a} + \frac{1}{h_w A_w} \quad (11)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางด้านของไหลร้อนซึ่งไหลภายในท่อกลม สามารถหาได้จากสมการของ Gnielinski [13] ดังนี้

$$Nu = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (12)$$

ซึ่งความสัมพันธ์นี้จะใช้ได้ในช่วง  $0.5 < Pr < 2000$  และ  $2300 < Re < 5 \times 10^6$  ส่วนในช่วงการไหลแบบราบเรียบจะใช้สมการ

$$Nu = 4.36 \quad (13)$$

ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางด้านอากาศ สำหรับผิวต่อหึ่งสามารถหาได้จาก

$$h_a = \frac{j G_a C_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (14)$$

โดยค่าตัวประกอบ j สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ของ McQuiston [14] สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวนแถวเท่ากับ 4 แถว จะได้สหสัมพันธ์ดังนี้

$$j_4 = 0.2675 Re_D^{-0.4} \left( \frac{A_o}{A_i} \right)^{-0.15} + 1.325 \times 10^{-6} \quad (15)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวนแถวไม่เท่ากับ 4 แถว

$$\frac{j_4}{j_N} = \frac{1 - 1280N Re_{rs}^{-1.2}}{1 - 5120 Re_{rs}^{-1.2}} \quad (16)$$

โดยที่  $Re_{rs}$  คือตัวเลขเรย์โนลด์ที่อ้างอิงระยะห่างของท่อในทิศทางที่ตั้งฉากกับการไหลของอากาศ

$$Re_{rs} = \frac{G_{a,max} S_T}{\mu} \quad (17)$$

2.4 เศรษฐศาสตร์ความร้อน

เศรษฐศาสตร์ความร้อนเป็นสาขาหนึ่งทางวิศวกรรมที่รวมการวิเคราะห์เอ็กซ์เซอร์จี และหลักเศรษฐศาสตร์มาใช้ในการออกแบบระบบหรือสภาวะการทำงาน ซึ่งเรียกอีกชื่อว่า เอ็กเซอร์โกอีโคโนมิกส์ (Exergoeconomics) ซึ่งค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นจะมาจากหลายส่วน เช่น ค่าเชื้อเพลิง ค่าเงินของการทำงานและการบำรุงรักษา ค่าเงินลงทุนของเครื่องจักร เป็นต้น ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการในรูปของอัตราได้ดังนี้

$$\dot{C}_{tot} = \dot{C}_F + \dot{C}_{CI} + \dot{C}_{OM} \quad (18)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการหุ้มฉนวนอย่างดี ไม่มีค่าใช้จ่ายทางเชื้อเพลิง ส่วนค่าใช้จ่ายของการทำงานและการบำรุงรักษามีค่าเท่ากับค่าใช้จ่ายของเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลาย จากสมการที่ (18) ลดรูปได้

$$\dot{C}_{tot} = \dot{C}_{CI} + \dot{C}_D \quad (19)$$

ค่าใช้จ่ายของเงินลงทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งวัสดุที่ใช้ในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้แก่ ท่อทองแดงและครีบอลูมิเนียม ในที่นี้สมมุติว่า ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับค่าใช้จ่ายของวัสดุอย่างเดียว สามารถกำหนดความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\dot{C}_{CI} = \dot{c}_{cu} V_{cu} + \dot{c}_{al} V_{al} \quad (20)$$

ในงานวิจัยนี้ สมมุติว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอายุการใช้งาน 15,000 ชั่วโมง และค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยราคาท่อทองแดงเท่ากับ 120 บาท/กิโลกรัม และราคาแผ่นอลูมิเนียมเท่ากับ 110 บาท/กิโลกรัม

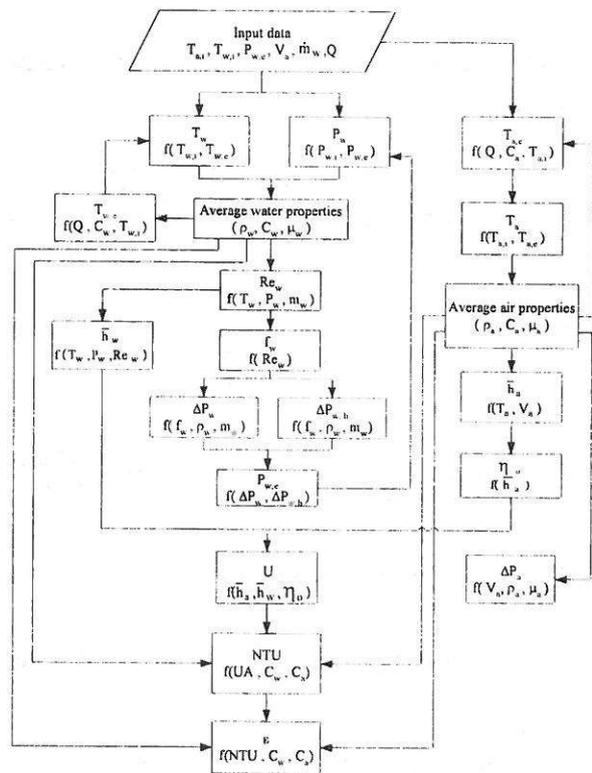
ส่วนเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลายนั้นเกิดขึ้นเนื่องจากการย้อนกลับไม่ได้ภายในระบบ ดังนั้นค่าเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลายจึงมีค่าเท่ากับค่าการย้อนกลับไม่ได้ โดยค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีสาเหตุ 2 ประการคือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันและความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน ดังนั้นค่าใช้จ่ายของเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลายมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\dot{C}_D = c_{\Delta P} \dot{I}_{\Delta P} + c_{\Delta T} \dot{I}_{\Delta T} \quad (21)$$

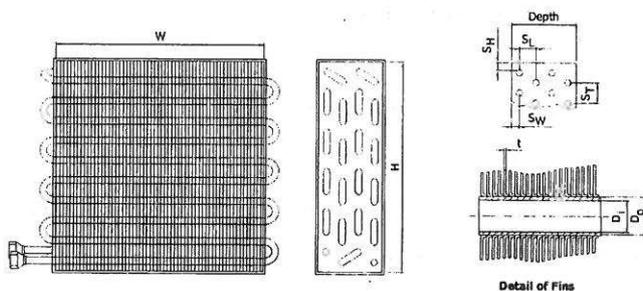
ซึ่งค่าเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลายเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเทียบเท่าพลังงานฮีดเตอร์ไฟฟ้าเพื่อมาชดเชยความร้อนที่สูญเสีย ส่วนค่าเอ็กซ์เซอร์จีที่ถูกทำลายเนื่องจากความดันลดจะมีค่าเทียบเท่ากับพลังงานพัดลมหรือปั๊มเพื่อมาชดเชยความดันลดนั้น ๆ ซึ่งพลังงานที่ใช้เป็นพลังงานไฟฟ้า โดยราคาค่าไฟเท่ากับ 3 บาท/กิโลวัตต์ชั่วโมง และพัดลมหรือปั๊มมีประสิทธิภาพโดยรวมเท่ากับ 64 เปอร์เซ็นต์

3. การคำนวณ

การหาค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้น โดยวิเคราะห์ผลจากการถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งทางด้านอากาศและน้ำร้อน โดยเริ่มคำนวณจากการกำหนดสภาวะขาเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ อุณหภูมิขาเข้าของอากาศและน้ำร้อน อัตราการไหลของน้ำร้อน ความเร็วของอากาศ ความสามารถในการถ่ายเทความร้อน และลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผลที่ได้จากการคำนวณ คือ อุณหภูมิขาออกของอากาศและน้ำร้อน ความดันลดของอากาศและน้ำร้อน แล้วนำค่าต่าง ๆ เหล่านี้ไปคำนวณหาค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้น เพื่อไปคำนวณหาค่าใช้จ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อ ซึ่งในการคำนวณหาสภาวะที่เหมาะสมจะใช้วิธีค้นหา (Search Method)



รูปที่ 2 แสดงแผนภาพการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 3 แสดงลักษณะการวางตัวของกลุ่มท่อและครีป

4. ผลการคำนวณและวิจารณ์

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้จะแสดงตัวอย่างการวิเคราะห์หาสภาวะการทำงานและลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดคงที่เท่ากับ 0.3x0.3 เมตร และสามารถเขียนเป็นแบบจำลองได้ดังนี้

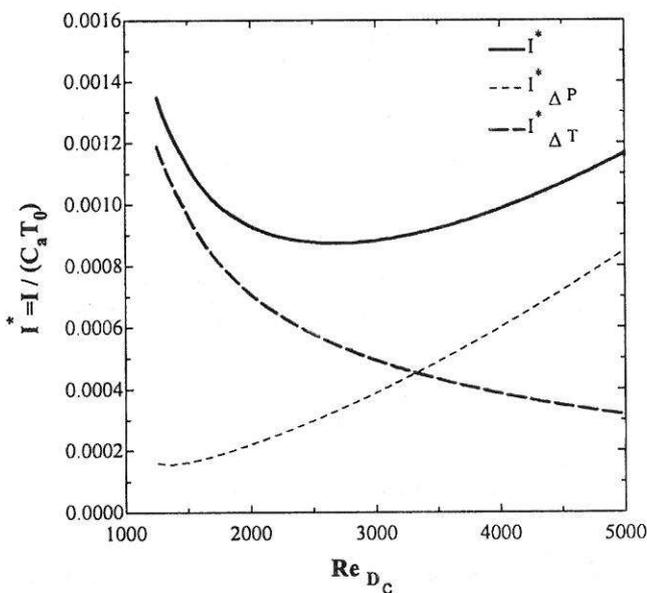
ฟังก์ชันวัตถุประสงค์ (Objective function)

Minimize total cost

$$\dot{C}_{tot} = (\dot{c}_{cu} V_{cu} + \dot{c}_{al} V_{al}) + (c_{\Delta P} \dot{I}_{\Delta P} + c_{\Delta T} \dot{I}_{\Delta T})$$

โดยมีเงื่อนไขบังคับ (Constraints) ดังนี้

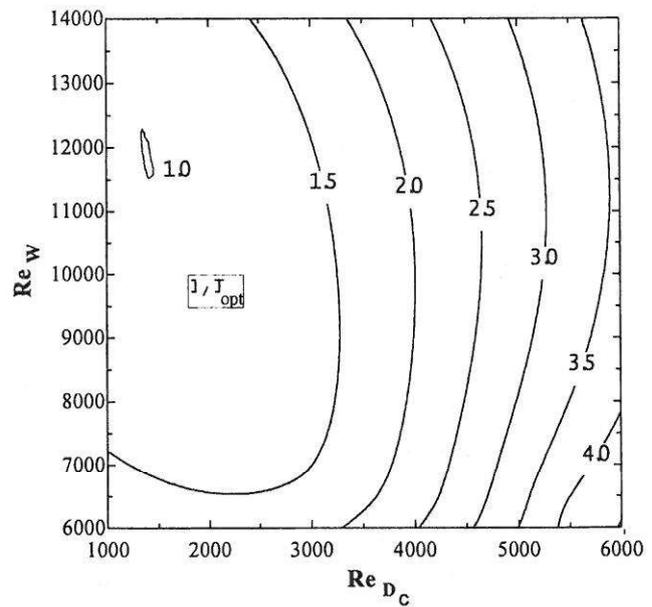
- $\dot{Q} = 2 \text{ kW}$                        $W = 300 \text{ mm}$
- $T_{s,i} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$                        $T_{w,i} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- $6.35 \leq D_o \leq 19.05 \text{ mm}$
- $4.826 \leq D_i \leq 17.272 \text{ mm}$
- $0.125 \leq t \leq 0.597 \text{ mm}$
- $0.717 \leq \frac{S_T}{D_o} \leq 5$
- $2 \leq N \leq 6$
- $0.976 \leq \frac{S_L}{D_o} \leq 4.33$
- $0.0937 \leq \frac{P_f}{D_o} \leq 1.37$



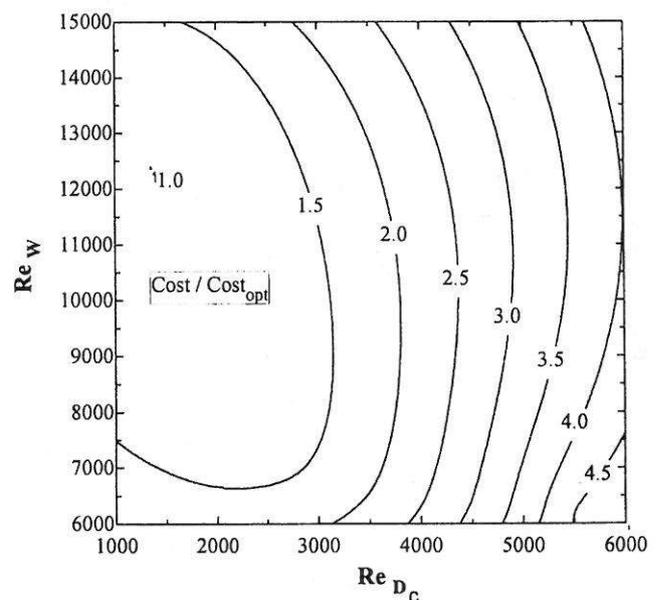
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้และตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศ

4.1 สภาวะการทำงานที่เหมาะสม

เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ โดยที่อุณหภูมิขาเข้าของอากาศและน้ำร้อน และลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าคงที่ พบว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าที่ลดลง แต่ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากความดันลดยังมีค่าเพิ่มขึ้น มีผลทำให้ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้รวม (I\*) มีค่าต่ำสุดเกิดขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4 โดยที่ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศต่ำ ๆ ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้เป็นผลเนื่องมาจากอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อน แต่ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศสูง ๆ ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้จะเป็นผลเนื่องมาจากอิทธิพลของความดันลดยิ่งมากกว่า



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้เมื่อแปรเปลี่ยนตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนและอากาศ



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราค่าใช้จ่ายเมื่อแปรเปลี่ยนตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนและอากาศ

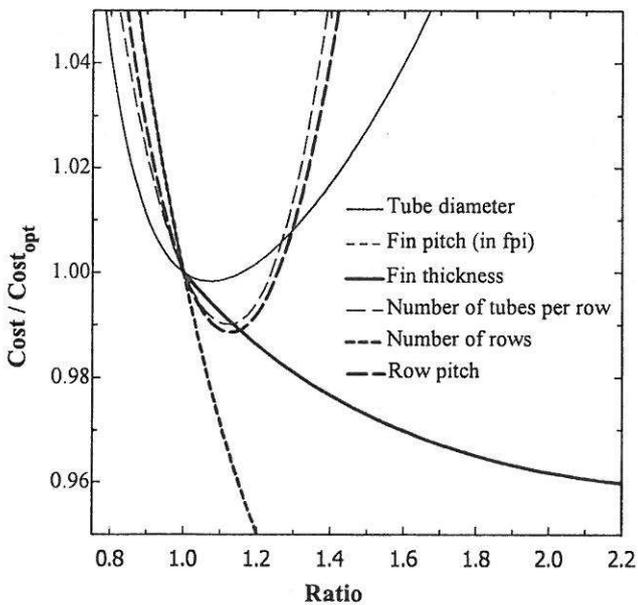
ถ้าพิจารณารูปที่ 5 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้ต่อค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ ความร้อน ( $I_{opt}$ ) เมื่อแปรเปลี่ยนตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศและน้ำร้อน พบว่า สภาวะที่เหมาะสมจะอยู่ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศประมาณ 1,308, 500 และตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนประมาณ 11,500-12,250

ส่วนในรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราค่าใช้จ่ายเมื่อแปรเปลี่ยนตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนและอากาศ พบว่า สภาวะที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ความร้อนจะอยู่ที่ ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศมีค่าเท่ากับ 1,338 และตัวเลขเรย์โนลด์ของน้ำร้อนมีค่าเท่ากับ 12,339

4.2 ลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสม

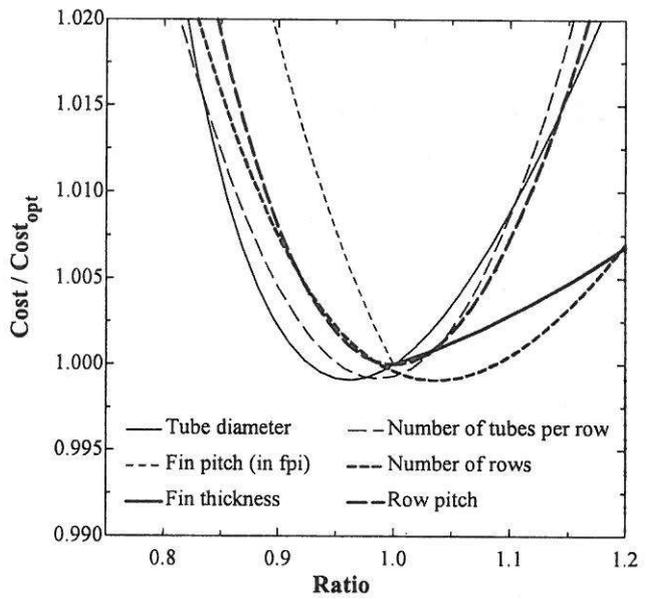
จากการวิเคราะห์หาลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมบนพื้นฐานทางเศรษฐศาสตร์ความร้อน ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ จำนวนแถวของท่อ จำนวนท่อต่อแถว ระยะห่างของครีบ ความหนาของครีบ และระยะห่างระหว่างแถว จะได้ลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ความร้อนดังนี้

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	3/8 นิ้ว	นิ้ว
จำนวนแถว	5	
จำนวนท่อต่อแถว	9	
ระยะห่างของครีบ (Fpi)	16	ครีบต่อนิ้ว
ความหนาของครีบ	0.125	มม.
ระยะห่างของแถว	28.51	มม.
อัตราค่าใช้จ่ายในการสร้าง	0.0434	บาท/ชั่วโมง
อัตราค่าใช้จ่ายทางด้านความดันลด	0.0333	บาท/ชั่วโมง
อัตราค่าใช้จ่ายทางด้านความร้อน	0.1511	บาท/ชั่วโมง
อัตราค่าใช้จ่ายรวม	0.2278	บาท/ชั่วโมง

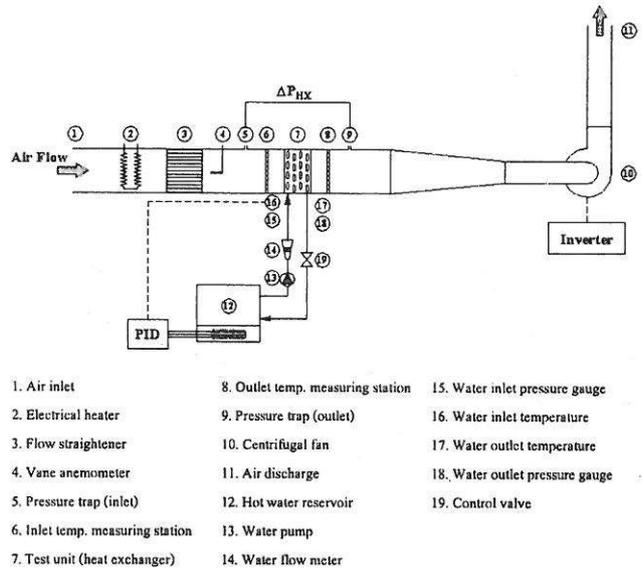


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้เมื่อแปรเปลี่ยนอัตราส่วนลักษณะทางกายภาพ

ส่วนในรูปที่ 7 และ 8 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้ และอัตราส่วนค่าใช้จ่ายเมื่อแปรเปลี่ยนอัตราส่วนลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ เพื่อแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้น สังเกตได้ว่า ถ้าสามารถทำให้จำนวนครีบมีมากขึ้น และความหนาของครีบลดลงแล้ว จะทำให้ค่าอัตราส่วนค่าใช้จ่ายต่ำกว่านี้อีก แต่เนื่องจากขีดจำกัดในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จึงได้สภาวะที่เหมาะสมที่สุด ดังที่กล่าวไปแล้ว



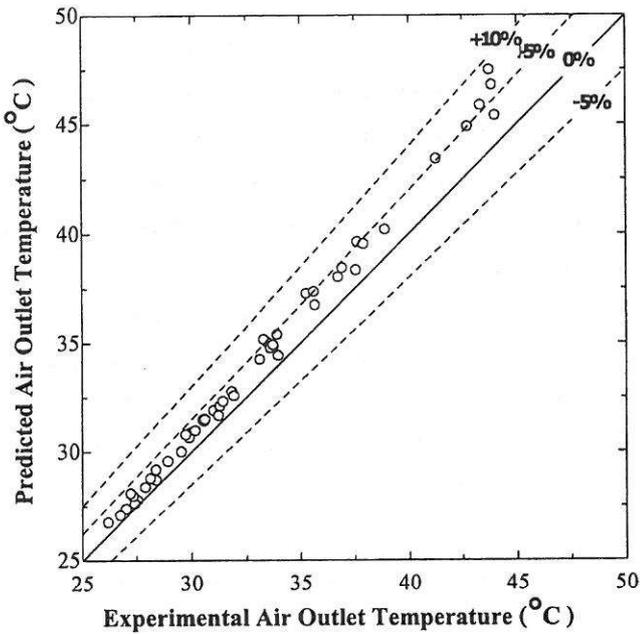
รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราค่าใช้จ่ายเมื่อแปรเปลี่ยนอัตราส่วนลักษณะทางกายภาพ



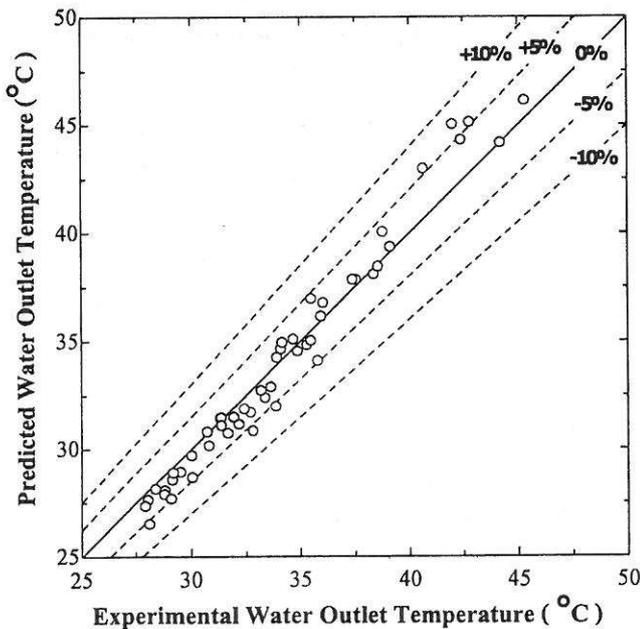
รูปที่ 9 แผนภาพอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

เพื่อเป็นการยืนยันผลที่จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ว่า มีความน่าเชื่อถือมากน้อยเพียงใด จึงได้ทำการทดลองเปรียบเทียบ ดังแสดงอุปกรณ์การทดลองในรูปที่ 9 ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองดังแสดงในรูปที่ 10 ถึง 13

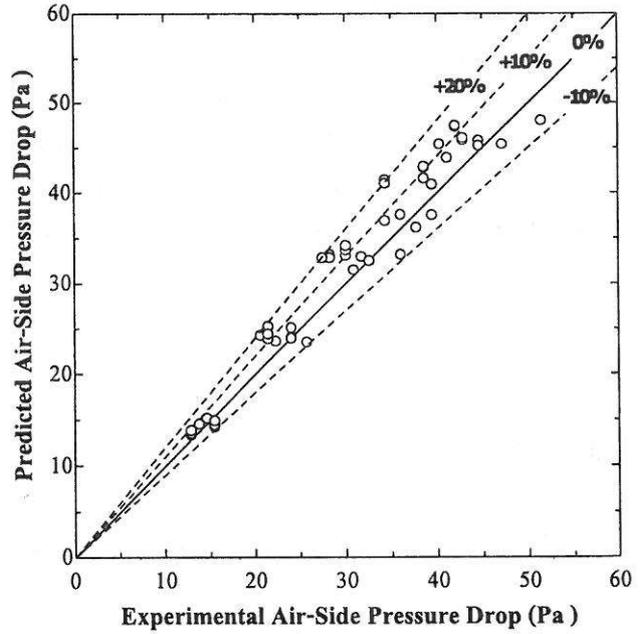
จากรูปที่ 10 และ 11 แสดงให้เห็นความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณของอุณหภูมิอากาศขาออก อุณหภูมิน้ำร้อนขาออก เมื่อไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่า ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดอยู่ในช่วง -10 ถึง +10% และส่วนใหญ่ของข้อมูลประมาณ 90% ให้ค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง -5 ถึง +5% ถือว่าค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นจากการคำนวณเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองมีค่าน้อย อยู่ในช่วงที่ยอมรับได้



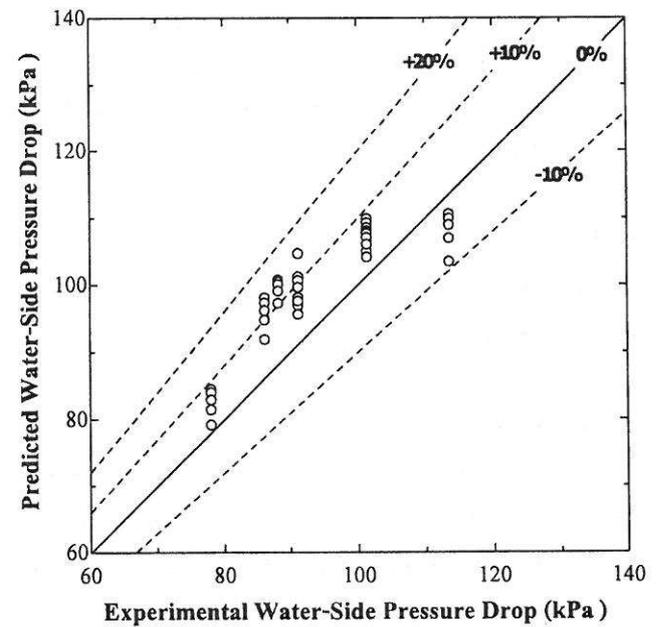
รูปที่ 10 ความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณอุณหภูมิอากาศขาออกกับผลการทดลอง



รูปที่ 11 ความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกกับผลการทดลอง



รูปที่ 12 ความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณความดันตกทางด้านอากาศกับผลการทดลอง



รูปที่ 13 ความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณความดันตกด้านน้ำร้อนกับผลการทดลอง

ส่วนในรูปที่ 12 และ 13 แสดงให้เห็นความคลาดเคลื่อนระหว่างผลจากการคำนวณของความดันตกทางด้านอากาศ และความดันตกด้านน้ำร้อน เมื่อไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ซึ่งพบว่า ให้ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดอยู่ในช่วง -10 ถึง +20% และส่วนใหญ่ของข้อมูลประมาณ 70% ให้ค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง -10 ถึง +10% ถือว่าค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นจากการคำนวณเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ถึงแม้ว่าจะมีค่า

ความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นทางด้านความดันลดยังมีค่ามากกว่าทางด้านอุณหภูมิก็ตาม แต่ค่าการย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจะมีค่ามากกว่าค่าการย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากความดันลดยิ่งประมาณ 6 เท่า ในช่วงที่เกิดสภาวะที่เหมาะสม ดังนั้นผลของค่าการย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจึงมีอิทธิพลต่อค่าใช้จ่ายรวมมากกว่าผลของค่าการย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากความดันลดยิ่ง ดังนั้นค่าความคลาดเคลื่อนโดยรวมจึงอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้

## 5. สรุป

จากการวิเคราะห์หาสภาวะที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่ของไหลเป็นน้ำร้อนและอากาศ โดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาสภาวะดังกล่าว ซึ่งแบ่งการวิเคราะห์ออกเป็นสองส่วนคือ สภาวะการทำงานที่เหมาะสมและลักษณะทางกายภาพที่เหมาะสมบนพื้นฐานทางเศรษฐศาสตร์ความร้อน จากการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และผลการทดลอง เมื่อนำมาเปรียบเทียบกัน ปรากฏว่าความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของข้อมูลการทดลองประมาณ 90% ให้ค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง -5 ถึง +5% ส่วนความคลาดเคลื่อนของความดันลดยิ่งของข้อมูลการทดลองประมาณ 70% ให้ค่าความคลาดเคลื่อนในช่วง -10 ถึง +10% ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของแบบจำลองนี้ ดังนั้นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้จึงเป็นเครื่องมือสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้ นอกจากนี้ยังเป็นแนวทางการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ๆ อีกด้วย

## 6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ที่ให้ทุนอุดหนุนงานวิจัยนี้

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Bejan, A., 1977, "The Concept of Irreversibility in Heat exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 374-380.
- [2] Das, S.K. and Roetzel, W., 1995, "Exegetic Analysis of Plate Heat Exchanger in Presence of Axial Dispersion in Fluid", *Cryogenics*, Vol. 35, No. 1, pp. 3-8.
- [3] Ogulata, R.T., Doba, F. and Yilmaz, T., 2000, "Irreversibility Analysis of Cross Flow Heat Exchanger", *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, pp. 1585-1599.
- [4] Saboya, F.E.M. and da Costa, C.E.S.M., 1999, "Minimum Irreversibility Criteria for Heat Exchanger Configurations", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 121, pp. 241-246.

- [5] Dejong, N.C., Gentry, M.C. and Jacobi, A.M., 1997, "An Entropy-Based, Air-Side Heat Exchanger Performance Evaluation Method : Application to a Condenser", *HVAC&R Research*, Vol. 3, No. 3, pp. 185-195.
- [6] Dhuchakallaya, I, 2003, "Irreversibility Analysis of Cross Flow Wet Heat Exchangers, " *Research & Development Journal of the Engineering Institute of Thailand*, Vol. 14, No. 2, pp. 40-48.
- [7] Hedderich, C.P., Kelleher, M.D. and Vanderplaats, G.N., 1982, "Design and Optimization of Air-Cooled Heat Exchangers", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 683-690.
- [8] Lau, S.C., Annamalai, K., and Shelton, S.V., 1987, "Optimization of Air-Cooled Condensers", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 109, pp. 90-95.
- [9] Cornelissen, R.L. and Hirs, G.G., "Thermodynamic Optimisation of a Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, 1999, pp. 951-959.
- [10] Soylemez, M.S., 2000, "On the Optimum Heat Exchanger Sizing for Heat Recovery", *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, pp. 1419-1427.
- [11] Zubair, S.M., Kadaba, P.V. and Evans, R.B., 1987, "Second-Law-Based Thermo-economic Optimization of Two-Phase Heat Exchangers", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 287-294.
- [12] Wang, C.C., Chi, K.Y. and Chang, C.J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers Part II: Correlation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp.2693-2700.
- [13] Gnielinski, V., 1976, "New Equation for Heat and Mass transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.
- [14] McQuiston, F.C. and Parker, J.P., 1994, *Heating Ventilating and Air-Conditioning Analysis and Design*, John Wiley & Sons, New York.

## สัญลักษณ์

$A_o$	=	พื้นที่ผิวภายนอกรวม, $m^2$
$A_c$	=	พื้นที่การไหลอิสระต่ำสุด, $m^2$
$A_f$	=	พื้นที่ผิวครีป, $m^2$
$A_{fr}$	=	พื้นที่ด้านหน้า, $m^2$
$A_i$	=	พื้นที่ผิวที่ด้านนอก, $m^2$
$c_p$	=	ความร้อนจำเพาะ, $kJ/kg K$

$c$	=	ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยต่อหน่วยเอ็กซ์เซอรัจ, Baht/kW-hr
$\dot{c}$	=	อัตราค่าใช้จ่ายเฉลี่ยต่อหน่วยปริมาตร, Baht/m <sup>3</sup> -hr
$\dot{C}$	=	อัตราค่าใช้จ่าย, Baht/hr
$\dot{C}_{CI}$	=	อัตราค่าใช้จ่ายของเงินลงทุน, Baht/hr
$\dot{C}_D$	=	อัตราค่าใช้จ่ายของเอ็กซ์เซอรัจที่ถูกทำลาย, Baht/hr
$\dot{C}_F$	=	อัตราค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิง, Baht/hr
$\dot{C}_{OM}$	=	อัตราค่าใช้จ่ายของการทำงานและการบำรุงรักษา, Baht/hr
$\dot{C}_{tot}$	=	อัตราค่าใช้จ่ายรวม, Baht/hr
$D$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
$D_c$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางปลอก (Collar diameter), m
$f$	=	ตัวประกอบความเสียดทาน
$G$	=	ฟลักซ์มวล, kg/m <sup>2</sup> s
$h$	=	เอนทัลปี, J/kg สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, W/m <sup>2</sup> K
$I$	=	ค่าการย้อนกลับไม่ได้, W/K
$I'$	=	ตัวเลขการย้อนกลับไม่ได้
$j$	=	ตัวประกอบโคลเบิร์น (Colburn factor)
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
$N$	=	จำนวนแถวของท่อ
$NTU$	=	ตัวเลขหน่วยการถ่ายเท (Number of transfer unit)
$Nu$	=	ตัวเลขนัสเซิล (Nusselt number)
$P$	=	ความดัน, Pa
$P_r$	=	ระยะห่างระหว่างครีป, m
$Pr$	=	ตัวเลขพรานเดิล (Prandtl number)
$\dot{Q}$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
$R$	=	ค่าคงที่ของอากาศ, kJ/kg K
$Re_D$	=	ตัวเลขเรย์โนลด์ที่ยึดกับเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกท่อ
$Re_{Dc}$	=	ตัวเลขเรย์โนลด์ที่ยึดกับเส้นผ่านศูนย์กลางปลอก
$Re_x$	=	ตัวเลขเรย์โนลด์ที่อ้างอิงระยะห่างของท่อในทิศทางที่ตั้งฉากกับการไหลของอากาศ
$s$	=	เอนโทรปี, J/kg K
$\dot{S}_{gen}$	=	อัตราเอนโทรปีที่เกิดขึ้น (Entropy generation rate), W/K
$S_L$	=	ระยะห่างของท่อในทิศทางที่ขนานกับการไหล, m
$S_T$	=	ระยะห่างของท่อในทิศทางที่ตั้งฉากกับการไหล, m
$T$	=	อุณหภูมิ, °C, K
$U$	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, W/m <sup>2</sup> K
$V$	=	ปริมาตร, m <sup>3</sup>

$\mu$	=	ความหนืดของของเหลว, kg/m.s
$v$	=	ปริมาตรจำเพาะ, m <sup>3</sup> /kg
$\rho$	=	ความหนาแน่น, kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	=	อัตราส่วนระหว่างพื้นที่การไหลอิสระต่ำสุดกับพื้นที่ด้านหน้า

ตัวกำกับล่าง

$a$	=	อากาศ
$act$	=	แท้จริง
$al$	=	ครีปอลูมิเนียม
$cu$	=	ท่อทองแดง
$i$	=	ทางเข้า, ด้านใน
$f$	=	ครีป
$max$	=	สูงสุด
$o$	=	ทางออก, ด้านนอก
$opt$	=	สถานะที่เหมาะสมที่สุด
$P$	=	ความดัน
$T$	=	อุณหภูมิ
$w$	=	น้ำร้อน

อักษรกรีก

$\Delta$	=	ความแตกต่าง
$\epsilon$	=	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
$\eta_o$	=	ประสิทธิภาพของพื้นผิว