

การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปียกแบบไหลตัดกัน

Irreversibility Analysis of Cross Flow Wet Heat Exchangers

อิศเรศ ฐชกัลยา

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ (ศูนย์รังสิต)

คลองหลวง ปทุมธานี 12121

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

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

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบล้วนชนิดไหลตัดกันภายใต้สภาวะลดความชื้น ซึ่งใช้วาโปเรเตอร์ในระบบปรับอากาศแบบчилเลอร์เป็นกรณีศึกษา เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการวิเคราะห์จะอยู่บนพื้นฐานของการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ ซึ่งค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีสาเหตุหลัก ๆ 2 ประการคือ การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากอุณหภูมิที่แตกต่าง และความดันลด ซึ่งในการวิเคราะห์จะมีเทอมค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราการไหลของสารทำความเย็นและอากาศ อุณหภูมิของสารทำความเย็นและอากาศ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ จากการศึกษาจะแสดงให้เห็นถึงอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ ว่า มีผลต่อค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ และสภาวะการทำงานที่เหมาะสมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปียก

Abstract

This paper presents a numerical model of a plate fin, air-to-refrigerant cross flow heat exchanger under dehumidifying condition used as an evaporator. The special focus is placed on the optimal operating conditions by using the rate of specific irreversibility. The irreversibilities generated during the operation of heat exchangers are mainly due to the finite temperature difference heat transfer and pressure drop. In this work, the irreversibility due to the condensation of moist air is added to the analysis. The effects of volume flow rate of refrigerant and air, temperature of refrigerant and air, and relative humidity are investigated. This study presents the effect of these parameters to the rate of specific irreversibility and proposes guidelines for optimal operations for wet heat exchangers.

1. บทนำ

ในปัจจุบันโลกของเรามีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่แหล่งพลังงานที่เรามีอยู่อย่างจำกัด เราจึงต้องใช้พลังงานกันอย่าง

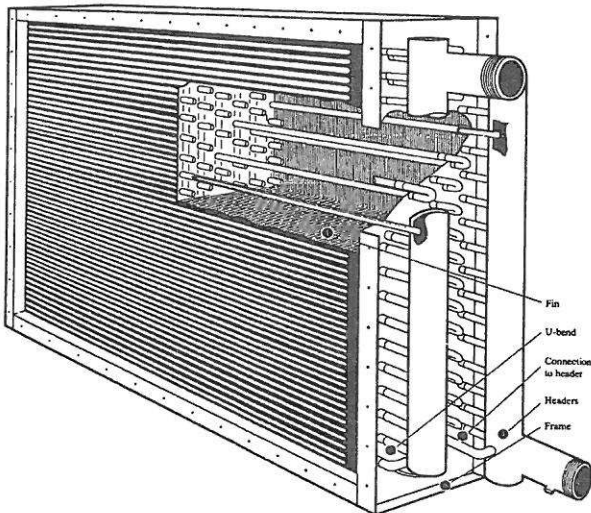
ประหยัดและมีประสิทธิภาพ เพื่อที่จะได้มีพลังงานใช้อย่างเพียงพอในอนาคต และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็เป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากในการอนุรักษ์พลังงาน เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนและมีการใช้งานกันมากและกว้างขวาง ไม่ว่าจะเป็นโรงไฟฟ้า โรงงานอุตสาหกรรมอาหาร โรงงานอุตสาหกรรมเคมี หรือแม้แต่ในครัวเรือน ดังนั้นถ้าสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงได้ ย่อมหมายถึงการประหยัดพลังงานมหาศาล

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกได้หลายประเภทตามขนาด น้ำหนัก รูปร่าง รูปแบบการไหล และลักษณะการใช้งาน ซึ่งในปัจจุบันได้มีการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในหลายลักษณะ เช่น การถ่ายเทความร้อน ประสิทธิภาพ ความดันลด การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ เป็นต้น ซึ่งแนวทางหนึ่งในการศึกษาคือการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์เข้ามาเกี่ยวข้อง ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะไม่เป็นเพียงการวิเคราะห์เพื่อหาประสิทธิภาพเท่านั้น แต่ยังเป็นการวิเคราะห์ถึงคุณภาพของพลังงานด้วย

การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้มีการศึกษาไว้หลากหลายแตกต่างกันไป Bejan [1-2] ได้ศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันชนิดเปลือกและท่อ (Counter flow shell and tube heat exchanger) โดยของไหลเป็นอากาศโดยสมมติให้เป็นก๊าซในอุดมคติที่มีค่าความจุความร้อนจำเพาะคงที่ พบว่า ค่าการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility) มีสาเหตุมาจากความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ ต่อมา Das และ Roetzel [3] และ Ogulata et al. [4] ได้ทำการศึกษาในลักษณะเดียวกับ Bejan [1, 2] แต่ Das [3] ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบติดครีบล้วนสวนทางกัน (Counterflow plate heat exchanger) ส่วน Ogulata [4] ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบติดครีบล้วนขวางกัน (Plate type cross flow heat exchanger) โดยที่ของไหลทั้งสองไม่ผสมกัน ซึ่ง Saboya [5] ก็ได้ศึกษาในลักษณะคล้าย ๆ กัน แต่จะศึกษาถึงลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมด้วย โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counterflow) แบบไหลตามกัน (Parallel flow) และแบบไหลขวางกัน (Cross flow) ใช้ในการวิเคราะห์ ซึ่งจากการวิเคราะห์ที่กล่าวมาข้างต้น

เป็นการวิเคราะห์ทางกายภาพและลักษณะการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยไม่มีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เข้ามาเกี่ยวข้อง ซึ่ง Cornelissen และ Hirs [6] ก็ได้นำหลักเศรษฐศาสตร์เข้ามาวิเคราะห์ด้วย บนพื้นฐานของช่วงอายุการใช้งาน (Life cycle) เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสม นอกจากนี้ที่กล่าวมาข้างต้นแล้วยังมีการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ของไหลมีการเปลี่ยนสถานะ (Phase change) โดย Zubair et al. [7] ได้ทำการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลมีการเปลี่ยนสถานะ โดยใช้คอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ และอีวาโปเรเตอร์ที่ระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นกรณีศึกษา รวมทั้งมีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ทางความร้อน (Thermoeconomic) ควบคู่กันไปด้วย

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า การใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการควบคุมของไอน้ำบนผิวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นยังมีการศึกษาค่อนข้างน้อย ทั้ง ๆ ที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่พบบ่อยมาก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นศึกษาวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบน้ำมันไหลขวางกัน โดยมีการควบคุมของไอน้ำที่ผิวท่อ และสารทำความเย็นคือ น้ำ ซึ่งใช้อีวาโปเรเตอร์ที่ใช้กันในระบบปรับอากาศแบบчилเลอร์ (Chiller) เป็นกรณีศึกษาดังแสดงในรูปที่ 1 โดยใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์วิเคราะห์



รูปที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกแบบไหลตัดกัน

2. ทฤษฎี

2.1 ค่าการย้อนกลับไม่ได้ทางความร้อน (Thermal Irreversibility)

จากทฤษฎีของ Guoy-Stodola [8] ค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นกับกระบวนการใด ๆ คือปริมาณเ็กเซอร์จีที่สูญเสีย (Exergy loss) ใน

กระบวนการนั้น ๆ ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้น (Entropy generation) ดังนี้

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

เมื่อ T_0 คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ของระบบแวดล้อม โดยที่ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นสามารถแยกได้เป็นสองเทอมคือ ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิ และค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากความดันลด

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

ซึ่งค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในแต่ละส่วนยังสามารถแบ่งย่อยออกได้เป็นค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในสารทำความเย็น (Refrigerant) และค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในอากาศชื้น (Moist air) ถ้าสมมุติว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการหุ้มฉนวนอย่างดี

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

สามารถเขียนอย่างง่ายในเทอมของค่าการย้อนกลับไม่ได้

$$\dot{I} = \dot{I}_a + \dot{I}_r \quad (4)$$

จากกฎข้อที่หนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับสารอย่างง่ายเฟสเดียว จะได้

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{VdP}{T} \quad (5)$$

พิจารณาทางด้านอากาศชื้น เนื่องจากในกระบวนการความชื้นในอากาศได้มีการเปลี่ยนแปลงสถานะโดยสมมุติว่า อุณหภูมิของน้ำควบแน่นมีค่าเท่ากับอุณหภูมิผิวท่อ จากสมการที่ (5) ทำการอินทิเกรตจะได้

$$\dot{S}_{gen,a} = (\dot{m}c_p)_a \ln \left(\frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} \right) - (\dot{m}R)_a \ln \left(\frac{P_{a,o}}{P_{a,i}} \right) + \dot{S}_c \quad (6)$$

เมื่อ $\dot{S}_c$ คือค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำควบแน่น และให้ $\Delta P_a = P_{a,i} - P_{a,o}$ จะได้

$$\dot{S}_{gen,a} = (\dot{m}c_p)_a \ln \left(\frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} \right) - (\dot{m}R)_a \ln \left(1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a,i}} \right) + \dot{m}_c s_{fg} \quad (7)$$

อากาศชื้นจะประกอบไปด้วยอากาศแห้งและไอน้ำ โดยปกติองค์ประกอบของอากาศแห้งจะคงที่ แต่ปริมาณไอน้ำจะแปรเปลี่ยนไปตามสภาวะแวดล้อมนั้น ๆ ซึ่งโดยทั่วไปจะนิยามบอกในรูปของอัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio)

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_a - P_v} \quad (8)$$

โดยที่ P_v คือความดันย่อยของไอน้ำและ P_a คือความดันของอากาศชื้น ส่วนคุณสมบัติต่าง ๆ ของอากาศชื้นสามารถหาได้จากกฎของ Gibbs-Dalton ซึ่งจะได้ดังนี้

$$c_{p,a} = \sum_{i=1}^n y_i c_{p,i} = \frac{c_{p,da} + \omega c_{p,w}}{1 + \omega} \quad (9)$$

และ
$$R_a = \frac{\bar{R}}{M_a} = \frac{R_{da}(1 + \omega)}{1 + 0.6218\omega} \quad (10)$$

แทนสมการที่ (9) และ (10) ลงในสมการที่ (7) จะได้

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen,a} = & \dot{m}_{da} (c_{p,da} + \omega c_{p,w}) \ln \frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} - \dot{m}_{da} R_{da} \left[1.608 \omega \ln \left(\frac{\omega_o}{\omega_i} \right) \right. \\ & \left. + (1 + 1.608 \omega) \ln \left(1 - \frac{\Delta P_a}{P_{a,i}} \right) + (1 + 1.608 \omega) \ln \frac{1 + 1.608 \omega_o}{1 + 1.608 \omega_i} \right] + \dot{m}_c s_{fg} \quad (11) \end{aligned}$$

โดยที่
$$\dot{m}_c = \dot{m}_a (\omega_i - \omega_o) \quad (12)$$

ส่วนทางด้านสารทำความเย็น เนื่องจากของไหลเป็นน้ำซึ่งไม่สามารถอัดตัวได้ ดังนั้นจากสมการที่ (5) ทำการอินทิเกรตจะได้

$$\dot{S}_{gen,r} = (\dot{m}_c)_r \ln \left(\frac{T_{r,o}}{T_{r,i}} \right) - \frac{2 \dot{m}_r (P_{r,o} - P_{r,i})}{\rho_r (T_{r,i} + T_{r,o})} \quad (13)$$

โดยให้ $\Delta P_r = P_{r,i} - P_{r,o}$ จัดรูปใหม่จะได้

$$\dot{S}_{gen,r} = (\dot{m}_c)_r \ln \left(\frac{T_{r,o}}{T_{r,i}} \right) + \frac{2 \dot{m}_r \Delta P_r}{\rho_r (T_{r,i} + T_{r,o})} \quad (14)$$

เนื่องจากในการวิเคราะห์ค่าการย้อนกลับไม่ได้ต้องการศึกษาอิทธิพลที่เกิดจากผลต่างของอุณหภูมิ และความดัน จึงต้องทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้อยู่ในรูปต่อหน่วย คือค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ (Specific irreversibility) ซึ่งนิยามไว้ดังนี้

$$i_a^* = \frac{\dot{I}_a}{(\dot{m} c_p)_a} \quad (15)$$

$$i_r^* = \frac{\dot{I}_r}{(\dot{m} c_p)_r} \quad (16)$$

$$i^* = \frac{\dot{I}}{(\dot{m} c_p)_{min}} \quad (17)$$

2.2 ความดันลด (Pressure drop)

ความดันลดทางด้านอากาศสามารถหาได้จาก

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2 \rho_i} \left[f_a \frac{A_i}{A_c} \frac{\rho_i}{\rho_{av}} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (18)$$

โดยที่ตัวประกอบความเสียดทานทางด้านอากาศ (Air side friction factor : f_a) หาจากความสัมพันธ์ของ Wang และคณะ [9] ดังนี้

$$f_a = 28.209 \text{Re}_D^{-0.5653} N^{-0.1026} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{-1.3405} \left(\frac{A_i}{A_p} \right)^{-1.3343} \quad (19)$$

และ

$$\sigma = \frac{A_c}{A_f} \quad (20)$$

ส่วนความดันลดทางด้านสารทำความเย็น ซึ่งมีเป็นของไหลสถานะเดียว สามารถพิจารณาได้จากความสัมพันธ์ของความดันลดในท่อตรงดังนี้

$$\Delta P_r = \frac{f G^2 L}{2 D \rho} \quad (21)$$

ซึ่งตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor : f) ในท่อกลมขึ้นอยู่กับค่าของตัวเลขเรย์โนลด์และความขรุขระ (Roughness : e) ภายในท่อ ดังความสัมพันธ์ของ Colebrook ซึ่งใช้ได้ทั้งการไหลแบบลามินาร์และเทอร์บูเลนต์ ดังสมการ

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 2 \log \left[\frac{(e/D) + \frac{9.3}{\text{Re} \sqrt{f}}}{\text{Re} \sqrt{f}} \right] \quad (22)$$

2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า NTU และค่าประสิทธิภาพ (NTU-Effectiveness Relations)

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นตัวบ่งบอกถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ๆ ซึ่งค่าประสิทธิภาพนิยามจาก

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{act}}{\dot{Q}_{max}} \quad (23)$$

จัดรูปใหม่จะได้

$$\dot{Q}_{act} = \varepsilon C_{min} (T_{a,i} - T_{r,i}) \quad (24)$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันและสองไหลทั้งสองไม่มีการผสม จะมีความสัมพันธ์

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{Cr} \right) NTU^{0.22} \left\{ \exp \left[-Cr(NTU)^{0.78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (25)$$

โดยที่

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (26)$$

และ

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (27)$$

สำหรับท่อใหม่บางและท่อไม่มีครีบนทางด้านสารทำความเย็น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) สามารถหาได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{s,a} h_a A_a} + \frac{1}{h_r A_r} \quad (28)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ทางด้านสารทำความเย็นซึ่งไหลภายในท่อกลม สามารถหาได้จากสมการของ Gnielinski [10] ดังนี้

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

และ

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (30)$$

ซึ่งความสัมพันธ์นี้จะใช้ได้ในช่วง $0.5 < Pr < 2000$ และ $2300 < Re < 5 \times 10^6$ ส่วนในช่วงการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) $Re \leq 2300$ จะใช้สมการนี้

$$Nu = 4.36 \quad (31)$$

ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางด้านอากาศ ซึ่งมี การกลั่นตัวของไอน้ำที่ผิวท่อ สามารถหาได้

$$h_a = \frac{jG_a C_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (32)$$

ซึ่งค่า j สามารถหาได้จากสมการของ Wang และคณะ [9]

$$j_N = 0.4 Re_D^{-0.468 + 0.04076N} \left(\frac{A_t}{A_p} \right)^{0.159} N^{-1.261} \quad (33)$$

3. ผลการวิเคราะห์และวิจารณ์

ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปียกแบบไหลตัดกันบนพื้นฐานของค่าการย้อนกลับไม่ได้ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่พิจารณาคือ ฮีวโปรเตอร์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศแบบчилเลอร์ ใช้สารทำความเย็นคือ น้ำ และถ่ายเทความร้อนกับอากาศโดยรอบ ลักษณะทางกายภาพของฮีวโปรเตอร์ที่ใช้ศึกษามีลักษณะทางเรขาคณิตดังแสดงในตารางที่ 1

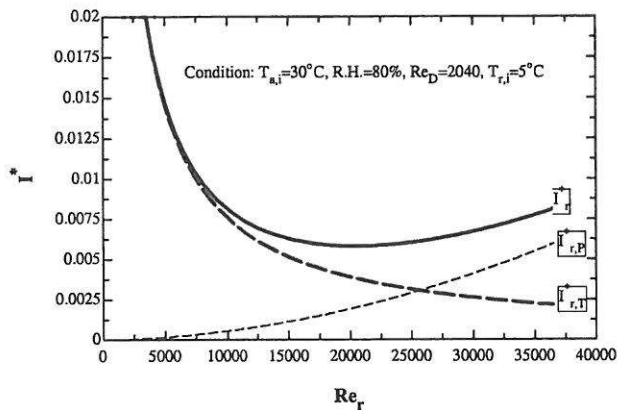
ตารางที่ 1 ลักษณะทางเรขาคณิตของฮีวโปรเตอร์ที่ใช้ศึกษา

ลักษณะทางเรขาคณิต	ฮีวโปรเตอร์
จำนวนแถว	4
จำนวนท่อต่อแถว	9
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (mm)	9.525
ความหนาของท่อ (mm)	0.81
ความหนาของครีป (mm)	0.15
ระยะห่างของครีป (mm)	2.12 (12 fpi)

ในงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นศึกษาการเปลี่ยนแปลงปัจจัยภายนอก เช่น อุณหภูมิอากาศขาเข้า อัตราการไหลของอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้า และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ที่มีผลต่อค่าการย้อนกลับไม่ได้ของระบบ ซึ่งจากปัจจัยที่กล่าวมาข้างต้น ล้วนมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงไปทั้งสิ้น การเพิ่มอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศมีผลทำให้ภาระการทำความเย็นของฮีวโปรเตอร์เพิ่มขึ้น ปริมาณน้ำกลั่นตัวก็มากขึ้นด้วย ซึ่งเป็นการสูญเสียของระบบ ส่วนการเพิ่มอัตราการไหลก็มีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น แต่ความดันตกก็เพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งเป็นสิ่งที่ระบบไม่ต้องการ จากผลของปัจจัยต่าง ๆ เหล่านี้จึงเป็นจุดเริ่มของการศึกษาว่า ทั้งผลของการเปลี่ยนแปลงปริมาณการถ่ายเทความร้อนและความดันตก ณ สภาวะใดเป็นสภาวะการทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับฮีวโปรเตอร์ที่มีการลดความชื้น

3.1 อิทธิพลของอัตราการไหล

ค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะประกอบไปด้วยค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นในสารทำความเย็นและอากาศ และสาเหตุของค่าการย้อนกลับไม่ได้เกิดจากสองสาเหตุหลักคือ ความดันตกและการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ดังนั้นในการวิเคราะห์จึงแบ่งการวิเคราะห์ออกเป็นแต่ละส่วน

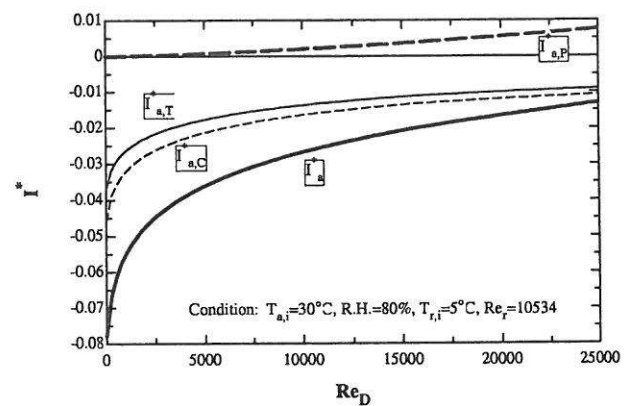


รูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นทางด้านสารทำความเย็นกับตัวเลขเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น

ถ้าพิจารณาเฉพาะทางด้านสารทำความเย็น เมื่ออัตราการไหลของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิจะมีค่าลดลงเนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิจะลดลงเมื่ออัตราการไหลสูงขึ้น ส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากความดันตกจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ดังนั้นค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากสารทำความเย็นซึ่งเป็นผลรวมจากค่าทั้งสองจึงมีลักษณะดังในรูปที่ 2 และพบว่า ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อน ส่วนที่ตัวเลขเรย์โนลด์สูง ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของความดันตกแทน

ถ้าพิจารณาเฉพาะทางด้านอากาศ เมื่อมีการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเกิดจาก 3 สาเหตุหลักคือ การถ่ายเทความร้อน ความดันตกและการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศ จากแบบจำลองพบว่า ผลของการถ่ายเทความร้อน ทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ มีค่าเป็นลบ และเป็นลบน้อยลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนในอิวาโปรเตอร์อากาศซึ่งเป็นสารทำงานที่สูญเสียความร้อน และเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ผลต่างของอุณหภูมิก๊าซเข้าและขาออกลดลง ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจึงมีค่าเป็นลบน้อยลงซึ่งจะมีลักษณะตรงข้ามกับทางด้านสารทำความเย็น ส่วนความดันตกมีผลทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกับทางด้านสารทำความเย็น และการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศที่ผิวของสเกลของอิวาโปรเตอร์มีผลทำให้ค่าการย้อน

กลับไม่ได้จำเพาะมีค่าเป็นลบเนื่องจากการเปลี่ยนสถานะจากสถานะที่มีเอนโทรปีสูงไปสู่สถานะที่มีเอนโทรปีต่ำ และมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น เนื่องจากน้ำที่กลั่นตัวออกมาปริมาณมากขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น แต่อัตราการกลั่นตัวของน้ำจำเพาะจะลดลง โดยค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะทางด้านอากาศซึ่งเป็นผลรวมของค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจากทั้ง 3 กรณีสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3 ซึ่งพบว่าที่ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศต่ำ ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อนและการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศ ส่วนที่ตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศสูง ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของความดันตกเช่นเดียวกับทางด้านสารทำความเย็น

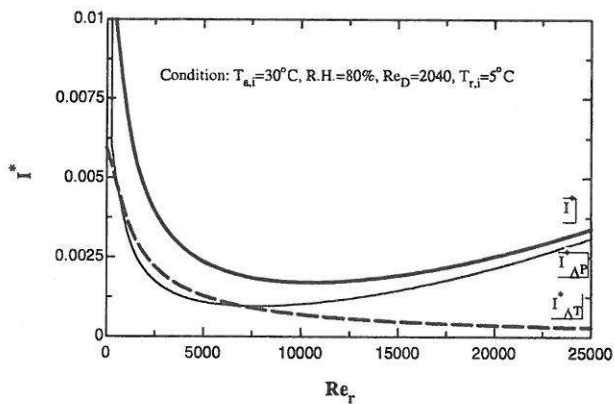


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นทางด้านอากาศกับตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศ

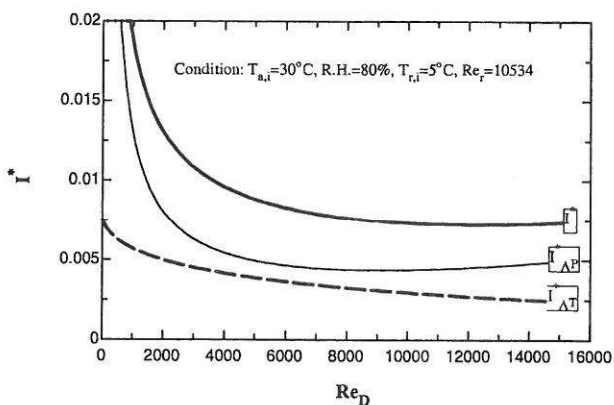
เมื่อพิจารณาค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะของทั้งระบบ คือพิจารณาทั้งทางด้านอากาศและสารทำความเย็นซึ่งจะต้องมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับศูนย์เท่านั้น ซึ่งถ้ามีค่าเท่ากับศูนย์หมายความว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นนั้นเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับได้ (Reversible process) โดยจะนำเสนอการวิเคราะห์ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นในเทอมของอุณหภูมิที่แตกต่างกันและความดันตกแสดงในรูปที่ 4 และ 5 ซึ่งกราฟในรูปที่ 4 และ 5 มีความแตกต่างกันที่ตัวเลขเรย์โนลด์คือเป็นของสารทำความเย็นและอากาศตามลำดับ

จากรูปที่ 4 พบว่า ลักษณะของกราฟจะแตกต่างจากรูปที่ 2 อยู่เล็กน้อย เนื่องจากในรูปที่ 4 จะรวมอิทธิพลทางด้านอากาศด้วย จึงทำให้ลักษณะของกราฟแตกต่างโดยเฉพาะค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากความดันตก ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ ๆ ค่านี้มีค่าสูงมาก เนื่องจากอัตราการไหลของอากาศคงที่จึงทำให้ค่าที่เกิดขึ้นแตกต่างจากกราฟในรูปที่ 2 ส่วนในรูปที่ 5 ก็มีลักษณะคล้ายกับกราฟในรูปที่ 4 ส่วนในรูปที่ 6 เป็นกราฟแสดงค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะกับอัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศกับสารทำความเย็น พบว่า เมื่ออัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะลดลงอย่างรวดเร็ว

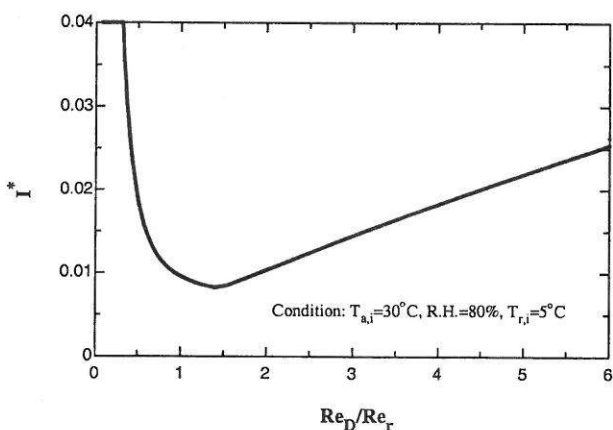
ในช่วงแรก แล้วจึงเพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอ และเกิดค่าต่ำสุดเมื่ออัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วงประมาณ 1.2-1.6



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะกับตัวเลขเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น



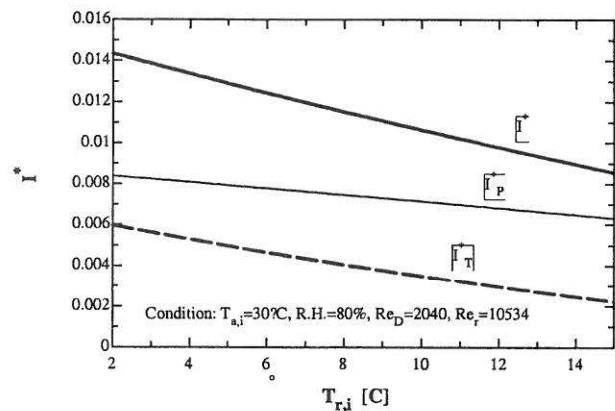
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะกับตัวเลขเรย์โนลด์ของอากาศ



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะกับอัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์

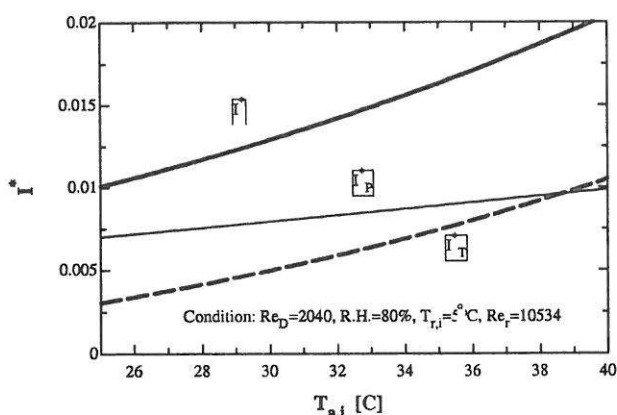
3.2 อิทธิพลของอุณหภูมิ

ในงานวิจัยนี้ อุณหภูมิที่จะทำการศึกษาคือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นและอากาศ จากการวิเคราะห์อิทธิพลของอุณหภูมิทางด้านสารทำความเย็นได้ผลดังแสดงในรูปที่ 7 พบว่า เมื่ออุณหภูมิขาเข้าของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากอุณหภูมิที่แตกต่างกันและความดันคง จะลดลงอย่างสม่ำเสมอ เนื่องจากค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างสารทำความเย็นและอากาศจะลดลง ทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากอุณหภูมิที่แตกต่างกันจึงลดลง ส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากความดันคงจะลดลง เนื่องจากคุณสมบัติของสารที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ และจะมีอิทธิพลน้อยกว่าค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นจากอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ดังนั้นค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจึงมีแนวโน้มลดลงอย่างสม่ำเสมอ

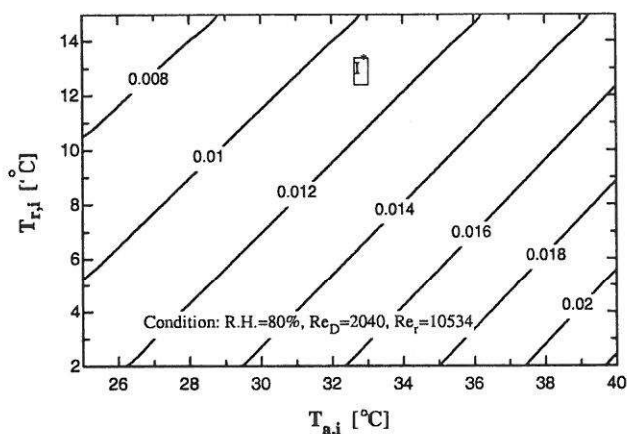


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับอุณหภูมิของสารทำความเย็น

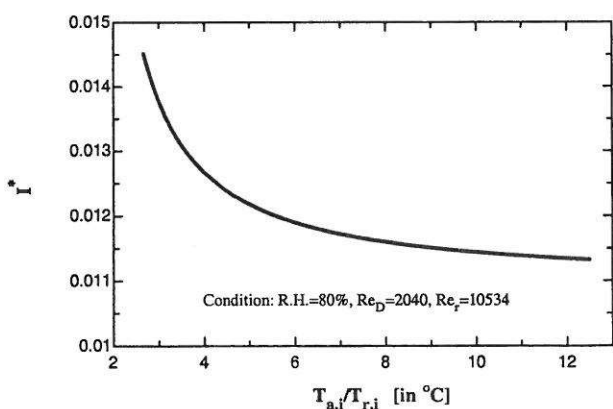
จากรูปที่ 8 เป็นการวิเคราะห์ถึงอิทธิพลของอุณหภูมิทางด้านอากาศ พบว่า กราฟที่ได้มีลักษณะตรงกันข้ามกับกราฟในรูปที่ 7 เนื่องจากทางด้านอากาศเป็นด้านที่คายความร้อน ส่วนทางด้านสารทำความเย็นเป็นด้านรับความร้อน เพื่อให้มองเห็นการเปลี่ยนแปลงได้ง่ายและชัดเจน จึงเสนอกราฟความสัมพันธ์ของค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะกับค่าอุณหภูมิของอากาศและสารทำความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 9 พบว่า ถ้าอุณหภูมิของสารทำความเย็นมีค่าสูงขึ้น และอุณหภูมิของอากาศมีค่าลดลง จะทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะมีค่าลดลง ส่วนกราฟในรูปที่ 10 เป็นการวิเคราะห์ค่าความไวของอัตราส่วนของอุณหภูมิอากาศกับสารทำความเย็น พบว่า อัตราส่วนของอุณหภูมิที่เหมาะสมควรอยู่ในช่วงประมาณ 3.5-5.5 แต่อุณหภูมิที่เหมาะสมก็ขึ้นอยู่กับภาระความร้อนและเงื่อนไขของการใช้งานนั้น ๆ ด้วย ดังนั้นค่าที่ระบุจึงเป็นเพียงแนวทางในงานวิจัยนี้



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับอุณหภูมิของอากาศ



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับอุณหภูมิของสารทำความเย็นและอากาศ



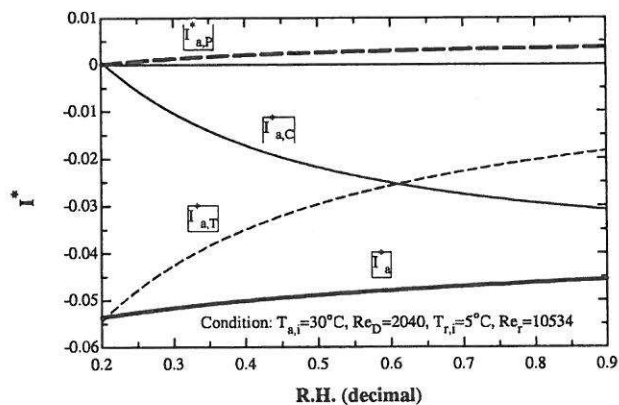
รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับอัตราส่วนของอุณหภูมิ

3.3 อิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

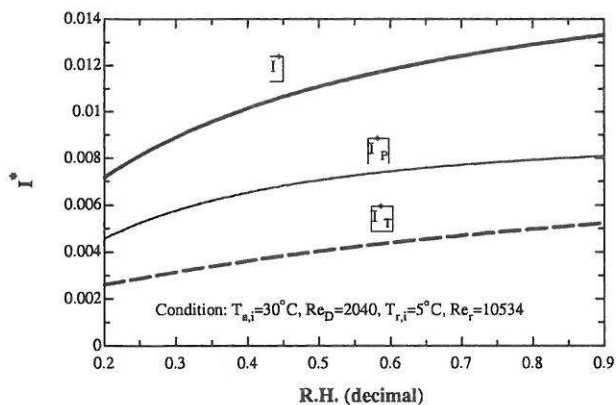
ในระบบปรับอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศจะถูกควบคุมไม่ให้มีมากหรือน้อยเกินไป และจากการวิเคราะห์พบว่า ความชื้นสัมพัทธ์มีผลต่อค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะดังแสดงในรูปที่ 11 ซึ่งเป็นการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นทางด้านอากาศ เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเพิ่มขึ้น ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากน้ำกลั่นตัวจะมีค่าลดลง เนื่องจากปริมาณน้ำที่กลั่นตัวที่เพิ่มขึ้นตามความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ส่วนค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากอุณหภูมิที่แตกต่างกันจะมีค่าเป็นลบ และแนวโน้มมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความร้อนแฝงของน้ำที่กลั่นตัวจะเพิ่มขึ้น ซึ่งความร้อนนี้จะมาแทนที่ความร้อนที่ใช้ลดอุณหภูมิของอากาศ ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิทางด้านอากาศจึงลดลงเมื่อค่าความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้น จะเห็นได้ว่าความชื้นสัมพัทธ์มีผลต่อภาระการทำความเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังมีผลทำให้ความดันลดทางด้านอากาศเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากน้ำที่กลั่นตัวจะเกาะตัวเป็นฟิล์มเคลือบที่ผิวคอยล์ ทำให้พื้นที่การไหลของอากาศลดลง ความดันลดจึงเพิ่มขึ้น

เมื่อนำค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นทั้งระบบมาวิเคราะห์ ดังแสดงผลในรูปที่ 12 พบว่า ความชื้นสัมพัทธ์ที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดจากความดันลดและอุณหภูมิที่แตกต่างกันมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งจะเห็นได้ว่าความชื้นสัมพัทธ์นอกจากจะทำให้ภาระการทำความเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นแล้ว ยังทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะเพิ่มขึ้นด้วย

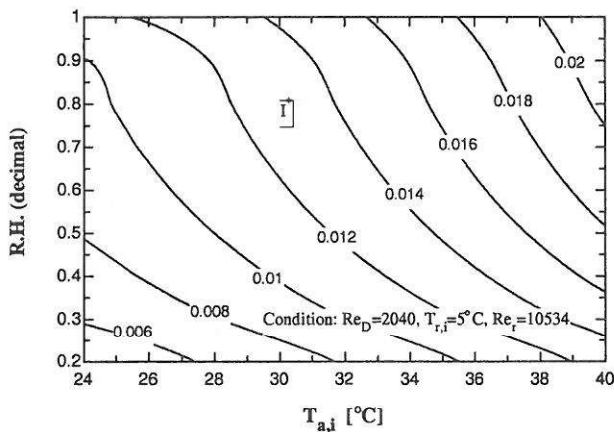
สภาวะอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องควบคุมจะประกอบด้วยความชื้นสัมพัทธ์และอุณหภูมิของอากาศ จากการวิเคราะห์อิทธิพลของสภาวะอากาศที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ผลดังแสดงในรูปที่ 13 พบว่า ทั้งอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่เพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้น และในช่วงความชื้นสัมพัทธ์สูง ค่าความไวของค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะในช่วงอุณหภูมิสูงจะมีค่ามากกว่าในช่วงที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นทางด้านอากาศกับความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ



รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ



รูปที่ 13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะที่เกิดขึ้นกับอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

4. สรุป

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์หาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปียกแบบไหลตัดกัน โดยใช้วิธีวิเคราะห์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศแบบซิลเลอร์เป็นกรณีศึกษา โดยอาศัยกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อหาค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นโดยรวมของทั้งทางด้านสารทำความเย็นและทางด้านอากาศ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่าง ๆ ได้แก่ อุณหภูมิของอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ อัตราการไหลของอากาศ อุณหภูมิของสารทำความเย็นและอัตราการไหลของสารทำความเย็น เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมในแต่ละเงื่อนไข โดยใช้ค่าการย้อนกลับไม่ได้เป็นเกณฑ์ จากการวิเคราะห์พบว่า ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเกิดขึ้นจากสองสาเหตุใหญ่คือ การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากอุณหภูมิที่ความแตกต่างและความดันลด โดยที่อัตราการไหลต่ำ ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของการถ่ายเทความร้อน ส่วนที่อัตราการไหลสูง ๆ ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะจะเป็นอิทธิพลของความดันลด

อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะมีค่าลดลง ส่วนอุณหภูมิของอากาศจะมีผลตรงกันข้ามกับทางสารทำความเย็น และความชื้นสัมพัทธ์ที่เพิ่มขึ้นมีผลเสียต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กล่าวคือ ทำให้ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้น ภาระทำความเย็นเพิ่มขึ้น รวมถึงความดันลดทางด้านอากาศที่เพิ่มขึ้นด้วย

ในงานวิจัยนี้จะแสดงแนวทางให้เห็นถึงสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปียกแบบไหลตัดกันบนพื้นฐานของกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อให้สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Bejan, Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley, New York, 1988.
- [2] A. Bejan, "The Concept of Irreversibility in Heat exchanger Design : Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 99, 1977, pp. 374-380.
- [3] S.K. Das and W. Roetzel, "Exegetic Analysis of Plate Heat Exchanger in Presence of Axial Dispersion in Fluid", Cryogenics, Vol. 35, No. 1, 1995, pp. 3-8.
- [4] R.T. Ogulata, F. Doba and T. Yilmaz, "Irreversibility Analysis of Cross Flow Heat Exchanger" Energy Conversion & Management, Vol. 41, 2000, pp. 1585-1599.
- [5] F.E.M. Saboya and C.E.S.M. da Costa, "Minimum Irreversibility Criteria for Heat Exchanger Configurations", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 121, 1999, pp. 241-246.
- [6] R.L. Cornelissen and G.G. Hirs, "Thermodynamic Optimisation of a Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, 1999, pp. 951-959.
- [7] S.M. Zubair, P.V. Kadaba and R.B. Evans, "Second-Law-Based Thermoeconomic Optimization of Two-Phase Heat Exchangers", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 109, 1987, pp. 287-294.
- [8] A. Bejan, Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, New York, 1982.
- [9] C.C. Wang, Y.C. Hsieh and Y.T. Lin, "Performance of Plate Finned Tube Heat Exchanger Under Dehumidifying Conditions", Journal of Heat Transfer, Vol. 119, 1997, pp. 109-117.
- [10] V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering, Vol. 16, 1976, pp. 359-368.

สัญลักษณ์

A	พื้นที่ (m ²)
A _c	พื้นที่การไหลอิสระต่ำสุด (m ²)
A _{fr}	พื้นที่การไหลด้านหน้าคอยล์ (m ²)
A _p	พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อ (m ²)
A _t	พื้นที่ผิวรวม (m ²)
c _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (J/kg K)
C	ค่าความจุความร้อน (W/K)
C _r	อัตราส่วนค่าความจุความร้อน
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง (m)
D _c	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อรวมปลอก (m)
e	ความขรุขระ (m)
f	ตัวประกอบความเสียดทาน
F _p	ระยะห่างของครีป (m)
G	ความเร็วเชิงมวล (kg/m ² s)
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (W/m ² K)
h	เอนทาลปีจำเพาะ (J/kg)
i	ค่าการย้อนกลับไม่ได้ (W)
i [*]	ค่าการย้อนกลับไม่ได้จำเพาะ
j	ตัวประกอบโคลเบอรัน
k	ค่าการนำความร้อน (W/m K)
L	ความยาว (m)
m	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
M _a	มวลโมเลกุลของอากาศ (kg/kmol)
N	จำนวนแถว
Nu	ตัวเลขนัทเชิล
NTU	ตัวเลขการถ่ายเทความร้อน
P	ความดันสัมบูรณ์ (Pa)
P _v	ความดันย่อยของไอน้ำ (Pa)
Pr	ตัวเลขเพรันท
Q̇	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (J/kg K)
R̄	ค่าคงที่ของก๊าซทั่วไป (J/kg K)
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์
Re _D	ตัวเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางปลอก
s	เอนโทรปีจำเพาะ (J/kg K)
s _{fg}	เอนโทรปีจำเพาะของการเปลี่ยนสถานะ (J/kg K)
ṡ _c	ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะของน้ำ
	ควบแน่น (W/K)
ṡ _{gen}	ค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้น (W/K)
T	อุณหภูมิสัมบูรณ์ (K)

T _o	อุณหภูมิสัมบูรณ์ของระบบแวดล้อม (K)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m ² K)

อักษรกรีก

ε	ค่าประสิทธิภาพ
η _r	ประสิทธิภาพของครีป
v	ปริมาตรจำเพาะ (m ³ /kg)
ρ	ความหนาแน่น (kg/m ³)
σ	อัตราส่วนคอคอค
ω	อัตราส่วนความชื้น (kg _w /kg _{da})
Δ	ผลต่าง

ตัวห้อย

a	อากาศชั้น
act	แท้จริง
av	เฉลี่ย
c	น้ำควบแน่น
da	อากาศแห้ง
i	เข้า
max	มากที่สุด
min	น้อยที่สุด
N	จำนวนแถว
o	ออก
r	สารทำความเย็น
w	ไอน้ำ
Δ _p	ความดันลด
Δ _T	ผลต่างทางอุณหภูมิ

