

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้ง
กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

ปริญญาานิพนธ์
ของ
ยงยุทธ เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
เมษายน 2551

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่
กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

ปริญญาานิพนธ์
ของ
ยงยุทธ เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2551

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่
กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

บทคัดย่อ

ของ

ยงยุทธ เครือวงษา

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เมษายน 2551

ยงยุทธ เครื่องวงษา. (2551). การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อน
ที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม.
(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
คณะกรรมการควบคุม: พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง, ผู้ช่วย
ศาสตราจารย์ ดร. วรณวิไล ไกรเพ็ชร เอวานส์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษา ออกแบบ สร้าง และทดสอบหาคุณลักษณะทางความ
ร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เพื่อนำความร้อนที่จากก๊าซไอเสียในระบบเซลล์
เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งกลับมาใช้ใหม่ก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก โดยกำหนดให้
ความร้อนที่อยู่ในรูปของอากาศร้อนที่อุณหภูมิประมาณ $200\text{ }^{\circ}\text{C} - 340\text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งถูกใช้แลกเปลี่ยนกับน้ำ
เย็นเพื่อผลิตน้ำอุ่น ในการออกแบบกำหนดให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบกะทัดรัด มีรูปร่าง
เป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีขนาดความกว้าง 0.20 m ความยาว 0.22 m และสูง 0.22 m แกนกลางของเครื่อง
แลกเปลี่ยนความร้อนใช้ท่อทองแดง ครอบล้อมนิยมนแบบรอยหยัก ชนิดไหลขวาง โดยอากาศร้อน
จะไหลอยู่ภายนอกในขณะที่น้ำไหลอยู่ภายในท่อ ทิศทางการไหลของน้ำและอากาศร้อนเป็นแบบไหล
สวนทางกัน โดยการศึกษาจะทำการแปรผันค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อน
ผลการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่อุณหภูมิอากาศร้อนเข้า $340\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิน้ำเข้า $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหลของอากาศร้อน 0.00404 kg/s และอัตราการไหลของน้ำ
 0.0094 kg/s พบว่าสามารถดึงความร้อนทิ้งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งให้กับน้ำ
ได้มากที่สุด โดยมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย 1.243 kW , ค่าประสิทธิผลของเครื่อง
แลกเปลี่ยนความร้อน 97.10% และ ค่า NTU เท่ากับ 5.6 อีกทั้งสามารถลดอุณหภูมิอากาศร้อนขา
ออกให้เหลือต่ำเพียง $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ และเพิ่มอุณหภูมิของน้ำได้เป็น $62\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยเกิดความดันอากาศร้อนตก
คร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดประมาณ 5.128 Pa

คำสำคัญ: การนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ / เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

Design of Compact Heat Exchanger for Waste Heat Recovery
in Solid Oxide Fuel Cells System

AN ABSTRACT

BY

YONGYUTH KRUEVONGSA

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

April 2008

Yongyuth Kruevongsa. (2008). *Design of Compact Heat Exchanger for Waste Heat*

Recovery in Solid Oxide Fuel Cells System. Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University.

Advisor Committee: Lt. Col. Assist. Prof. Dr. Anotai Suksangpanomrung,
Asst. Prof. Dr. Wanwillai Kraipech Awans,

This thesis is to study design and constructs the prototype of compact heat exchanger for the purpose of wasted heat recovery process in Solid Oxide Fuel Cell system. The wasted heat is considered as hot air which has temperature around 200 - 340 °C. This hot air is used to exchange the heat with cool water to produce warm water and reduce the high temperature of hot air. The size of heat exchanger is designed at 0.20 x 0.22 x 0.22 m. and the core of heat exchanger is made of copper tube with aluminum wavy fin. The compact heat exchanger is considered to be the cross flow type, which the hot air is flow at outer side of tube and fresh water is flow at inner side of tube.

With the condition of hot air input temperature of 340 °C, fresh water input temperature of 30 °C, hot air mass flow rate of 0.00404 kg/s, and fresh water mass flow rate of 0.0094 kg/s, the averaged heat transfer rate of the compact heat exchanger is 1.234 kW. The heat effectiveness is 97.1% and the NTU is at 5.6. The temperature of the hot air is reduced below 35 °C according to the design and the fresh water is warmed up to 62 °C. The pressure drop across the compact heat exchanger is as low as 5.128 Pa

Keywords: Waste heat recovery / Compact heat exchanger

ปริญญาานิพนธ์

เรื่อง

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้ง
กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

ของ

ยงยุทธ เครือวงษา

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. เพ็ญศิริ จีระเดชากุล)

วันที่ เดือน พ.ศ. 2551

คณะกรรมการควบคุมปริญญาานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

.....ประธานประธาน

(พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง) (รองศาสตราจารย์ ดร. จารุวัตร เจริญสุข)

.....กรรมการ.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วรณวิไล ไกรเพชร เอวานส์) (พันโท ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วรณวิไล ไกรเพชร เอวานส์)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. พิชัย อัมภมมงคล)

ประกาศคุณูปการ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี ผู้จัดทำขอขอบพระคุณ พ.ท. ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาโท และ ผศ. ดร. วรณวิไล ไกรเพชร เอวานส์ เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ที่ช่วยกรุณาให้แนวคิดตลอดจนทั้งให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์ในการดำเนินงานวิจัยนี้ ด้วยดีเสมอมา ขอขอบพระคุณ รศ. ดร. จารุวัตร เจริญสุข และ ผศ. ดร. พิชัย อัมภมมงคล ซึ่งเป็นคณะกรรมการสอบปริญญาโท ที่ให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางในการศึกษาวิจัยเป็นอย่างดี และช่วยแก้ไขปัญหาต่างๆ ที่เกิดขึ้นในการทำปริญญาโทจนสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณ อาจารย์ สมมาศ แก้วล้วน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่เอื้อเฟื้อเครื่องมือในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด และคณะท่านอาจารย์ จากกองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า รวมทั้งขอขอบคุณ ผู้วิจัย ผู้เขียนตำราวิชาการทุกท่านในบทบรรณานุกรมที่เป็นแหล่งข้อมูลและให้ความรู้ทางด้านทฤษฎี อันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณ คณะอนุกรรมการส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักนโยบายและแผนพลังงานที่อนุมัติให้การสนับสนุนเงินจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและแผนงานโครงการพัฒนาบุคลากร รวมทั้งวิทยาลัยเทคนิคปราจีนบุรีในการดำเนินการต่างๆ ให้แก่ข้าพเจ้า

ท้ายสุดผู้วิจัยขอขอบพระคุณ พ่อ แม่ พี่ ที่ได้อบรมสั่งสอนรวมทั้งครอบครัวข้าพเจ้า ที่ให้กำลังใจที่ดี และขอขอบคุณ เพื่อนๆ ที่ให้ความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

ยงยุทธ เครือวงษา

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	3
ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	3
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
2 ผลงานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	5
ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
ระบบเซลล์เชื้อเพลิง.....	16
การถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	25
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	28
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	44
หลักการการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่.....	49
เงื่อนไขการเลือกและการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	53
3 การออกแบบและวิธีการดำเนินการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	57
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	57
อุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นต้องใช้ในการทดสอบ.....	60
การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	71
กรณีศึกษา : ขั้นตอนและวิธีการการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด...	72
วิธีการวิเคราะห์และนำเสนอผลการวิเคราะห์.....	74
4 ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ.....	76
เงื่อนไขและขอบเขตในการทดสอบ.....	76
กรณีที่หนึ่ง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า.....	77
กรณีที่สอง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า.....	83
กรณีที่สาม: การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า.....	87

สารบัญ

บทที่	หน้า
5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	91
สรุปผลการวิจัย.....	91
ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัย.....	92
บรรณานุกรม.....	93
ภาคผนวก.....	98
ภาคผนวก ก ตารางข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ.....	99
ภาคผนวก ข ตารางแสดงข้อมูลการทดสอบการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	10
ภาคผนวก ค ตัวอย่างการคำนวณค่าต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	110
ภาคผนวก ง แบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	124
ภาคผนวก จ บทความเข้าร่วมประชุมวิชาการ สภาอาจารย์ ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า ปี พ.ศ. 2550.....	128
อภิธานศัพท์.....	137
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	142

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 คุณสมบัติของเซลล์เชื้อเพลิงประเภทต่าง ๆ (1-2).....	2
2 ค่า Fouling factors.....	34
3 ค่า Overall heat transfer coefficient (U)	34
4 ความสัมพันธ์ของ ε และ NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(39).....	43
5 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง(40).....	50
6 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง(40).....	50
7 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ(40).....	51
8 รายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	60
9 เงื่อนไขและขอบเขตในการทดสอบ.....	76
10 คุณสมบัติของอากาศที่ความดันบรรยากาศที่อุณหภูมิต่างๆ.....	100
11 คุณสมบัติของน้ำที่ความดันบรรยากาศ.....	102
12 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ อากาศร้อน 0.00353 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s.....	105
13 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ อากาศร้อน 0.00377 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s.....	105
14 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ อากาศร้อน 0.00404 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s.....	106
15 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิ อากาศร้อน 340 oC อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 oC อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063 kg/s.....	106

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 การทำงานของเซลล์เชื้อเพลิง(31).....	19
2 เซลล์เชื้อเพลิงรูปแบบต่างๆ.....	20
3 ตัวอย่างรูปแบบหนึ่งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง.....	22
4 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง.....	23
5 เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งขนาด 1 kW ของบริษัท Ceramic fuel cells limited ยี่ห้อ NetGen™ micro-CHP(33).....	24
6 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งขนาด 1 kW ของบริษัท Ceramic fuel cells limited ยี่ห้อ NetGen™ micro-CHP มาใช้ในการผลิต กระแสไฟฟ้าสำหรับบ้านพักอาศัย(33).....	24
7 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำแบบ 1 มิติ(34).....	26
8 เครื่องหมายแสดงทิศทางการไหลของความร้อนในกฎของ Fourier (34).....	26
9 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา a) $T_w > T_\infty$, b) $T_w < T_\infty$ (34).....	27
10 ลักษณะการไหลผ่านท่อสองชั้น a) การไหลแบบขนานกัน b) การไหลแบบสวนทาง กัน.....	29
11 การไหลตั้งฉากกัน a) ติดครีปและของไหลไม่ผสมกัน b) ไม่ติดครีปและของไหลผสม กัน.....	30
12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่าน ภายในเปลือกหนึ่งครั้งและอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดหนึ่งครั้ง โดยของไหล ทั้งสองไหลในทิศทางสวนกัน.....	30
13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube a) ของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่าน ภายในเปลือกหนึ่งครั้ง อีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้ง b) ของไหลชนิด หนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้งอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสี่ครั้ง.....	31
14 การใช้กฎทรงพลังงานระหว่างของไหลร้อนและเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน...	36

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
15 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน.....	37
16 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน.....	40
17 แกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด a) แบบติดครีบบนแผ่น ด้านนอกเข้ากับท่อแบน b) แบบติดครีบบนแผ่นเข้ากับท่อกลม c) แบบติด ครีบกกลมเข้ากับท่อกลม d) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านครั้งเดียว) e) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านหลายครั้ง).....	46
18 ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และค่า fouling factors สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด กะทัดรัด ซึ่งมีลักษณะเป็นครีบกกลมติดเข้ากับท่อกลม.....	47
19 ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และค่า fouling factors สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด กะทัดรัด ซึ่งมีลักษณะเป็นครีบบนแผ่นต่อเนื่องติดเข้ากับท่อกลมเป็นแผ่นด้าน นอกเข้ากับท่อแบน.....	48
20 ข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการออกแบบ.....	58
21 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	59
22 ครีบบนรอยหยัก.....	59
23 ไตอะแกรมของชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	61
24 อุปกรณ์การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	62
25 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ในการทดสอบ.....	63
26 ถังน้ำป้อนขนาด 100 liter.....	63
27 กระบอกตรวจวัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ ขนาด 0.5 liter.....	64
28 แหล่งรับความร้อน.....	64
29 เครื่องกำเนิดความร้อน.....	65
30 เครื่องควบคุมขนาดลดความร้อน.....	66
31 พัดลมเป่าอากาศ.....	66
32 เครื่องควบคุมความเร็วรอบพัดลมเป่าอากาศ.....	67
33 ระบบบันทึกข้อมูล YOKOGAWA DC 100.....	67
34 เทอร์โมคัปเปิล.....	68

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
35 เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม YOKOGAWA รุ่น EJA 110A.....	69
36 เครื่องวัดดิจิตอลแอนนิโมมิเตอร์.....	70
37 เครื่องสูบน้ำแบบปริดสาย.....	70
38 ฉนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด.....	71
39 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน ขาเข้า.....	77
40 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับอุณหภูมิที่ทางออกของ อากาศร้อนและน้ำ สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C.....	78
41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าอัตราการ ถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C.....	79
42 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าประสิทธิผล ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด สำหรับกรณีอุณหภูมิ อากาศร้อนเข้า 340 °C.....	80
43 ความสัมพันธ์ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับค่า <i>NTU</i> ของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C.....	81
44 ความสัมพันธ์อัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อนกับค่าความดันอากาศร้อนตก คร่อมที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด สำหรับกรณี อุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C.....	82
45 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า.....	83
46 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับอุณหภูมิอากาศร้อนและน้ำ ขาออก ที่ $T_{h,in} = 340\text{ °C}$ และ $\dot{m}_h = 0.00353\text{ kg/s}$	84
47 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าอัตราความร้อนที่ ถ่ายเท ได้ที่ $T_{h,in} = 340\text{ °C}$ และ $\dot{m}_h = 0.00353\text{ kg/s}$	85
48 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าประสิทธิผลของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ที่ $T_{h,in} = 340\text{ °C}$ และ $\dot{m}_h = 0.00353\text{ kg/s}$	86

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
49 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า.....	87
50 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับอุณหภูมิอากาศร้อนและน้ำขา ออกที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s.....	88
51 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับค่าอัตราการถ่ายความร้อนที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s.....	89
52 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับค่าประสิทธิผลของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s.....	90
53 ขนาดของแกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบ.....	111
54 ลักษณะครีประบายความร้อนแบบ Wavy fin (28).....	111
55 Geometry ของแกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมที่มีครี ระบายความร้อนแบบ Wavy fins(29).....	112
56 ลักษณะการวางท่อแบบ Hexangular fin(29) ที่ใช้ในการออกแบบ.....	117

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากในปัจจุบันสถานการณ์ด้านพลังงานมีความต้องการใช้จำนวนที่เพิ่มมากขึ้นทุกวัน และมีแนวโน้มที่จะหมดไปในอนาคตอันใกล้ เหตุนี้ทำให้ราคาของผลิตภัณฑ์น้ำมันเชื้อเพลิงมีราคาสูงขึ้นเรื่อยๆ การแสวงหาแหล่งพลังงานอื่นๆ มาทดแทนจึงเป็นเรื่องสำคัญ และเซลล์เชื้อเพลิงก็เป็นหนึ่งในทางเลือกของแหล่งพลังงานทดแทน เนื่องจากเซลล์เชื้อเพลิงสามารถผลิตไฟฟ้าได้จากกระบวนการทางเคมี - ไฟฟ้าโดยใช้เชื้อเพลิงซึ่งเป็นไฮโดรเจนหรือสารประกอบของไฮโดรเจน และมีประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าสูงกว่าวิธีอื่นๆ ที่มีในปัจจุบัน รวมทั้งในกระบวนการผลิตไฟฟ้าไม่ก่อให้เกิดมลภาวะให้แก่สิ่งแวดล้อม และลดปริมาณการผลิตก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์โลกร้อนได้ ฉะนั้นเซลล์เชื้อเพลิงจึงเป็นทางเลือกหนึ่งของพลังงานทดแทนแทนพลังงานที่ใช้ น้ำมันปิโตรเลียมในอนาคตที่ควรให้ความสำคัญ

เซลล์เชื้อเพลิงสามารถแบ่งชนิดได้โดยพิจารณาจากอุณหภูมิที่เซลล์ทำงาน รวมถึงชนิดและธรรมชาติของอิเล็กโทรไลต์ที่ใช้ จึงทำให้มีการพัฒนาเซลล์เชื้อเพลิงเพื่อใช้ในงานที่แตกต่างกันหลายประเภท ซึ่งแต่ละประเภทก็มีการใช้สารเคมีที่ต่างกัน⁽¹⁾ ดังสรุปในตาราง 1 ซึ่งพบว่าเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง (Solid Oxide Fuel Cell : SOFC) เป็นอุปกรณ์การแปลงพลังงานเคมีเป็นพลังงานไฟฟ้าที่มีศักยภาพสูงเมื่อเปรียบเทียบกับเซลล์เชื้อเพลิงประเภทต่างๆ โดยเป็นเซลล์เชื้อเพลิงที่ใช้เซรามิกเป็นอิเล็กโทรไลต์ และสารที่ใช้มากคือ สารประกอบของเซอร์โคเนีย ซึ่งนิยมนำมาประยุกต์ใช้เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้นกำลัง สามารถผลิตไฟฟ้าร่วมกับระบบกังหันแก๊สได้ โดยทำให้ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าของระบบรวมสูงมากขึ้น และคาดว่าจะมีความเป็นไปได้มากที่สุดที่จะใช้เป็นแหล่งกำเนิดไฟฟ้าสำหรับโรงผลิตไฟฟ้าในศตวรรษที่ 21⁽¹⁻²⁾

การทำงานของเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งอยู่ที่อุณหภูมิระหว่าง 600 - 1,000 °C โดยมีก๊าซธรรมชาติหรือไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงใช้เป็นแหล่งให้พลังงานในการแลกเปลี่ยนความร้อน ผลผลิตที่ได้โดยตรงเป็นกระแสไฟฟ้า ในส่วนผลผลิตที่เหลือจากกระบวนการผลิตประกอบเป็นก๊าซต่างๆ รวมทั้งไฮโดรเจนที่อุณหภูมิสูงประมาณ 200 - 500 °C ขึ้นอยู่กับการออกแบบระบบเซลล์เชื้อเพลิง จึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งในการจัดการด้านความร้อนของระบบ ด้วยเหตุผลในเรื่องความปลอดภัยในการทำงานของเซลล์เชื้อเพลิง การบำรุงรักษาและในด้านประสิทธิภาพของเซลล์เชื้อเพลิงเอง ถ้าการจัดการด้านความร้อนของเซลล์เชื้อเพลิงดี โดยมีการนำความร้อนที่สูญเสียออกไปใช้ประโยชน์ มีการลดการสูญเสียพลังงานสู่บรรยากาศโดยเปล่าประโยชน์ และลดระดับอุณหภูมิของก๊าซ

ไอเสียที่ไหลออกมาให้มีระดับอุณหภูมิเป็นที่ยอมได้ในการปล่อยสู่บรรยากาศ ทำให้เป็นการลดมลภาวะด้านความร้อนอันเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดภาวะโลกร้อนขึ้น ก็จะส่งผลถึงระบบเซลล์เชื้อเพลิงที่มีประสิทธิภาพสูงด้วย

ตาราง 1 คุณสมบัติของเซลล์เชื้อเพลิงประเภทต่างๆ (1-2)

ประเภทของเซลล์เชื้อเพลิง	อิเล็กโทรไลต์	อุณหภูมิทำงาน (°C)	เชื้อเพลิง
Proton-exchange membrane fuel cell (PEMFC)	Polymer, proton exchange membrane	50-80	Less pure hydrogen from hydrocarbons or methanol
Alkaline fuel cell (AFC)	Potassium hydroxide (KOH)	50 - 200	Pure hydrogen or hydrazine
Phosphoric acid fuel cell (PAFC)	Phosphoric acid	160 - 210	Hydrogen from hydrocarbons and alcohol
Molten carbonate fuel cell (MCFC)	Molten salt such as nitrate, sulphate, carbonates	630 - 650	Hydrogen, carbon monoxide, natural gas, propane, marine diesel
Solid oxide fuel cell (SOFC)	Stabilised zirconia and doped perovskite	600-1,000	Natural gas or Hydrogen

จากเหตุผลที่ได้กล่าวข้างต้น งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาถึงการออกแบบ สร้าง และ ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนที่กลับคืนมาในส่วนของความร้อนทิ้งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลกอไซด์ของแข็ง โดยระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกออกแบบเพื่อใช้ในการถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งความร้อนสูงคือ ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากก๊าซไอเสียก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอกของระบบเซลล์เชื้อเพลิง ทั้งนี้จะทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อวิเคราะห์ปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนในระบบนี้ และหาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดในส่วนของความร้อนทิ้งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลกอไซด์ของแข็งที่สร้างขึ้น เช่น อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย

(\dot{m}_h), อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w), อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้า ($T_{h,in}$), อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออก ($T_{h,out}$), อุณหภูมิน้ำขาออก ($T_{c,out}$), อัตราการถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสีย (Q_h), อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Q_c), ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, ค่า NTU และความดันตกคร่อมของก๊าซไอเสีย โดยการจำลองสภาพข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องให้ใกล้เคียงกับค่าต่างๆ ที่ได้จากก๊าซไอเสียของระบบเซลล์เชื้อเพลิงตัวอย่าง เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการนำไปประยุกต์ใช้งานให้ได้ประสิทธิภาพดีและเหมาะสมกับระบบเซลล์เชื้อเพลิงที่มีอยู่มากที่สุด และสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับการปฏิบัติงานจริงได้ในอนาคต จึงมีความจำเป็นต้องออกแบบเพื่อให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงในการใช้งาน

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก

1.2.2 เพื่อศึกษาคุณลักษณะทางความร้อนของความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ออกแบบเป็นแบบการไหลตามขวาง

1.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกออกแบบภายในภาชนะที่ห่อหุ้มด้วยฉนวนเพื่อลดการสูญเสียความร้อนสู่ภายนอก

1.3.3 น้ำร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดมีอุณหภูมิมากกว่า $50\text{ }^{\circ}\text{C}$

1.3.4 ก๊าซไอเสียถูกกำหนดให้เป็นอากาศร้อน ที่มีอุณหภูมิระหว่าง $200 - 340\text{ }^{\circ}\text{C}$

1.3.5 ก๊าซไอเสียที่ปล่อยสู่บรรยากาศมีอุณหภูมิไม่สูงกว่า $50\text{ }^{\circ}\text{C}$

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1.4.1 รวบรวมทฤษฎีและข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องระบบแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบเซลล์เชื้อเพลิง และอื่นๆ

1.4.2 รวบรวมข้อมูลศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1.4.3 ออกแบบติดตั้งระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.4 จัดซื้อ / จัดหาอุปกรณ์

1.4.5 ทดสอบการทำงานขั้นต้น / แก้ไขปรับปรุง

1.4.6 เก็บข้อมูล วิเคราะห์ข้อมูล สรุปผล

1.4.7 สรุปผลและข้อเสนอแนะการวิจัยตามวัตถุประสงค์ และเสนอแนะข้อควรปรับปรุงที่เกิดจากการวิจัยพร้อมทั้งชี้ประเด็นที่น่าสนใจที่ควรทำการวิจัยต่อไป

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ต้นแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ที่มีราคาถูก และสามารถใช้งานความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก

1.5.2 เพื่อเป็นแนวทางเลือกใหม่สำหรับการพัฒนาออกแบบระบบจัดการด้านความร้อน

1.5.3 ได้แนวทางในการวิจัยและพัฒนาระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งต่อไปในอนาคต

1.5.4 เป็นองค์ความรู้ใหม่ เพื่อการวิจัยด้านการออกแบบระบบจัดการด้านความร้อนของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งต่อไป

บทที่ 2

ผลงานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

สำหรับในบทนี้เป็นการทบทวนผลงานวิจัย ในด้านที่เกี่ยวข้องกับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ การออกแบบ การสร้าง และการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ผ่านมา และนำเสนอทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อันเป็นหัวใจสำหรับระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่นั้น ส่วนใหญ่เป็นทฤษฎีหลักที่มีอยู่ทั่วไปในคู่มือการถ่ายเทความร้อน โดยแบ่งการศึกษาออกเป็น 7 หัวข้อ ดังนี้

หัวข้อ 2.1 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

หัวข้อ 2.2 ระบบเซลล์เชื้อเพลิง

หัวข้อ 2.3 การถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หัวข้อ 2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หัวข้อ 2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

หัวข้อ 2.6 หลักการการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่

หัวข้อ 2.7 เงื่อนไขการเลือกและการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทำวิจัยนั้น ผู้วิจัยได้ทำการค้นคว้าเพื่อการศึกษาหลักการ และตัวอย่าง งานวิจัยในรูปแบบอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องจำนวนหนึ่งและสามารถสรุปผลการศึกษาเอกสารเพิ่มเติมได้เป็น 3 ประเด็นหลัก คือ

2.1.1 การศึกษาการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Waste heat recovery)

K.S.B.Rose and Richard K.Miller (2524)⁽³⁾ ได้ทำการศึกษาเรื่อง Energy Conservation and Utilization in Foundries ได้ให้ข้อเสนอแนะในการประหยัดพลังงานไว้ดังนี้การใช้ การนำพลังงานความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Heat recovery) ก๊าซร้อนที่ปล่อยทิ้ง (Waste heat) จากเตาคิวโปล่า และพลังงานทางเคมีที่เกิดขึ้น ขณะทำการหลอมสามารถนำกลับมาใช้เป็นแหล่งพลังงานอื่นได้ เช่น การนำเอาก๊าซร้อนที่มีอุณหภูมิสูงมาอุ่นอากาศ (Preheat) อากาศที่เป่าเข้าเตาซึ่งทำให้อัตราถ่านโค้กลดลงเหลือ 12 % สามารถประหยัดพลังงานลงได้ 0.7 GJ/tonne

อนุชา พรหมวังษา (2532)⁽⁴⁾ ได้ทำการวิเคราะห์พลังงานและปรับปรุงประสิทธิภาพของอุตสาหกรรมการผลิตไม้ โดยเลือกศึกษา บริษัท ไม้อัดไทย จำกัด ที่จังหวัดกรุงเทพฯ จากการวิเคราะห์การใช้พลังงานในเครื่องให้ความร้อนแบบน้ำมันร้อนและระบบเตาอบไม้อัด (Veneer drying) พบว่าสามารถปรับอัตราการเผาไหม้ (A/F ratio) และสามารถนำก๊าซไอเสีย (Flue gas) กลับมาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนการสันดาปได้โดยได้เลือกอุปกรณ์ตามความเหมาะสมที่สุดหรือเพื่อจุดประสงค์ในการเพิ่มผลผลิตของบริษัท โดยได้ทำการจำลองระบบและวิเคราะห์จากเครื่องคอมพิวเตอร์ ผลที่ได้พบว่าเครื่องอบไม้แบบ 2 สถานะ (Two-stage veneer dryer) เหมาะสมที่สุดคือการอุ่นและการอบตามปกติ (Pre-dryer and conventional dryer) จากการวิเคราะห์ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่า สามารถประหยัดพลังงานได้ประมาณ 1.32 Million Baht/year หรือประมาณ 15.9 % ของมูลค่าพลังงานทั้งหมด

สมศักดิ์ จรีเวรุไวโรจน์ (2537)⁽⁵⁾ ได้ศึกษาการนำความร้อนทิ้งของเตาควิปอล่ากลับมาใช้ใหม่ในโรงหลอมเหล็กหล่อขนาดเล็ก ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเตาหลอมเท่ากับ 89.83 % ประสิทธิภาพของเตาหลอมตามกฎข้อที่ 1 และข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ พบว่ามีค่า 31.38 % และ 28.74 % ตามลำดับ โดยพลังงานสูญเสียส่วนใหญ่ได้แก่พลังงานที่ติดไปกับผลิตภัณฑ์ (เหล็กหลอม) ที่ออกจากเตา 31.38 % และพลังงานที่สูญเสียไปกับก๊าซไอเสียทางปล่องเตา 28.46% ซึ่งเทียบได้กับ 6.71 GJ/Batch อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ปล่องซึ่งพบว่าอยู่ในช่วง 700 – 900 °C

Madnaik and Jadhav (2539)⁽⁶⁾ ได้ทำการศึกษาอุตสาหกรรมน้ำตาลในอินเดียซึ่งเป็นอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ พบว่าในกระบวนการผลิตมีศักยภาพของการใช้พลังงานจากแหล่งความร้อนประมาณ 5,759 kJ ต่อน้ำตาล 1 kg ซึ่งจากการศึกษานำก๊าซที่มีอุณหภูมิ 210 °C กลับมาใช้ประโยชน์ได้ทำให้ลดราคาต้นทุนในการผลิตลงได้ โดยจากการศึกษาพบว่า การนำความร้อนทิ้งมาใช้ในระบบจะประสบผลสำเร็จได้ดีมี 3 วิธีคือ ใช้ในการให้ความร้อนในการแยกน้ำออกจากวัตถุดิบ (ผลิตภัณฑ์) ใช้ในการอบแห้งเชื้อเพลิงขาน้อยก่อนการสันดาป และให้ความร้อนแก่น้ำเชื่อมในการผลิตน้ำตาลทราย โดยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 เครื่อง จากกระบวนการดังกล่าวพบว่าสามารถลดราคาพลังงานที่ใช้ในกระบวนการผลิตได้ 10 % ถือได้ว่าเป็นการปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิตด้วย

Alkhamis ; et al. (2541)⁽⁷⁾ ได้ศึกษาถึงศักยภาพของแหล่งการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ที่มหาวิทยาลัยมุฮาร์ ประเทศจอร์แดน พบว่าเตาที่ใช้ปรุงอาหารที่ใช้ไขมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ในห้องครัวของสโมสรนักศึกษาเป็นแหล่งนำความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิเฉลี่ย 114 °C กลับมาใช้ใหม่ได้เป็นอย่างดีโดยได้ออกแบบและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์โดยใช้คอยล์ทองแดงเป็นวัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อวิเคราะห์ถึงประโยชน์ของความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่อยู่ในก๊าซไอเสียจากเตาในห้องครัวเพื่อใช้ในการทำน้ำอุ่นเพื่อล้างภาชนะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ 50 °C จากการศึกษาแสดงให้เห็นว่าสามารถนำความร้อนทิ้งจากเตาดังกล่าวมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า 60 %

อนุรัตน์ จิตระวีวรรณ และคณะ (2543)⁽⁸⁾ ได้ทำการวิเคราะห์การใช้พลังงานของเตาควิปอล่า ขนาด 3 tone/hr โดยพบว่า การเพิ่มปริมาณลมที่เข้าเตา ถ้ามากเกินไปกลับทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ถ่านโค้กภายในเตาลดน้อยลง เพราะความร้อนส่วนใหญ่จะถูกพาไปกับก๊าซที่ปล่อยทิ้ง (Exhaust gas) และให้ข้อเสนอแนะในการประหยัดพลังงานสำหรับเตาควิปอล่าไว้ดังนั้น การนำก๊าซร้อนที่ปล่อยทิ้งกลับมา มาใช้ใหม่นั้นเป็นก๊าซร้อนที่ออกจากเตามีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 250 – 700 °C เมื่อนำมาอุ่นอากาศจะทำให้การใช้ถ่านโค้กน้อยลง และยังทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของเตาเพิ่มขึ้นอีกด้วย แต่ต้องลงทุนในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ (2548)⁽⁹⁾ ได้ทำการเป็นการประเมินความคุ้มค่าและความเหมาะสมของการนำเอาความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียของกระบวนการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซชีวภาพในฟาร์มสุกร มาใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เทียบกับกรณีที่ไม่มีการเก็บคืนความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ โดยการคิดค่าใช้จ่ายต่างๆ ในการเลี้ยงสุกรและผลของการเจริญเติบโตของสุกรจากการเลี้ยงในโรงเรือนแบบดูดซึม ได้อาศัยข้อมูลจากการเลี้ยงสุกรในโรงเรือนแบบระเหย ซึ่งเป็นการเลี้ยงในสภาวะที่มีการปรับอากาศที่อุณหภูมิเดียวกัน ผลการวิจัยพบว่า การเลี้ยงสุกรในโรงเรือนมาตรฐาน 1,000 ตัว ใช้ขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมที่เหมาะสม คือ 120 tone ความเย็น สำหรับปริมาณก๊าซไอเสียที่เพียงพอต่อการให้พลังงานในการทำความเย็นที่ภาวะปกติ นั้น ฟาร์มสุกรต้องผลิตก๊าซชีวภาพได้ไม่ต่ำกว่า 8,100 m³/day หรือเลี้ยงสุกรไม่ต่ำกว่า 58,500 ตัว ส่วนกรณีภาวะในการทำความเย็นมากกว่าปกติ จะมีการเผาก๊าซชีวภาพให้ความร้อนเสริม และฟาร์มสุกรที่ไม่จำเป็นต้องมีระบบให้ความร้อนเสริมต้องเลี้ยงสุกรตั้งแต่ 106,500 ตัว ขึ้นไป

สำหรับประสิทธิภาพของการใช้พลังงานกรณีที่ไม่มีการเปลี่ยนเก็บคืนความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ ระบบผลิตไฟฟ้าก๊าซชีวภาพมีประสิทธิภาพเพียง 16.9 % แต่ในกรณีที่มีการเก็บคืนความร้อน ประสิทธิภาพของการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 24 % และจากการประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ พบว่าโครงการจะใช้อัตราผลตอบแทนจากการลงทุน 29.34 % และมีระยะเวลาคืนทุน 3.47 ปี

จากผลงานวิจัยที่ผ่านมาสรุปโดยนัยได้ว่า ในเบื้องต้นนั้นมีหลากหลายวิธีที่เป็นแนวทางในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในหลายส่วนของอุตสาหกรรม และสามารถนำความร้อนทิ้งเหล่านี้ กลับเข้าสู่ระบบผลิตได้ เช่น การอุ่นอากาศ, การอุ่นน้ำร้อน หรือการต้มน้ำต่างๆ ได้โดยผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น Economizer, Recuperator หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ซึ่งจะทำให้การใช้เครื่องจักรเกิดประสิทธิภาพสูงสุดในการใช้พลังงาน แต่การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งนั้น มีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องค่อนข้างน้อย โดยเฉพาะในประเทศไทยแทบไม่มีข้อมูลดังกล่าวเลย

2.1.2 การทำน้ำร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

กอบสิน ทวีสิน (2522)⁽¹⁰⁾ ได้ศึกษาเปรียบเทียบเครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์ โดยได้ทำการสร้างระบบทำน้ำร้อน 3 ชุด มีแผงรับรังสีเป็นแผ่นราบ แต่มีลักษณะท่อมีรูปร่างต่างๆ กัน มีพื้นที่รับรังสี 1.5 m² เท่ากัน แล้วประกอบเป็นเครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์เพื่อทดสอบสมรรถนะตัวรับรังสีทั้งหมดทำมุม 14 องศา กับแนวอนันหันหน้าไปทางทิศใต้ ผลการทดลองปรากฏว่าตัวรับรังสีซึ่งท่อทางเดินมีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า ทำด้วยแผ่นทองแดงกับครีบทองแดงและท่อทองแดงกับครีบอลูมิเนียม ซึ่งมีประสิทธิภาพต่ำสุด เมื่ออัตราการถ่ายน้ำไปใช้งานเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพของระบบจะเพิ่มขึ้นด้วย และจะมีค่ามากที่สุดที่อัตราการถ่ายน้ำ 30 liter/hr ถ้าให้อัตราการถ่ายน้ำสูงกว่านี้ประสิทธิภาพของระบบจะลดลง เมื่อนำระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์นั้นมาเปรียบเทียบกับหม้อต้มน้ำไฟฟ้า สำหรับปริมาณความร้อนที่นำมาใช้ประโยชน์เท่ากัน ระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์จะประหยัดกว่าและระบบทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์ทั้งสามระบบจะมีค่าใช้จ่ายต่อปี และจำนวนปีที่ได้ทุนคืนใกล้เคียงกัน แต่ระบบที่เป็นท่อทองแดงกับครีบอลูมิเนียมให้น้ำหนักในการติดตั้งน้อยกว่าควรได้รับการพัฒนาให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น

วันชัย แสงคำวงษ์ (2535)⁽¹¹⁾ ได้ศึกษาการใช้แผงรับแสงอาทิตย์ เพื่อทำน้ำอุ่นในเวลากลางวัน และทำน้ำเย็นในเวลากลางคืน โดยการสร้างแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นราบจำนวน 2 ชุด คือ แผงรับแสงอาทิตย์ชุดหนึ่งทาสีเทา อีกชุดหนึ่งทาสีขาว ที่มีส่วนผสมของ TiO₂ ประมาณ 15 - 20 % ทั้งนี้เพื่อเป็นการเปรียบเทียบที่มีผลต่อการทำงานของทั้งสองระบบนั่นเอง แผงรับแสงอาทิตย์แต่ละชุดมีพื้นผิว 1.67 m² การทดลองทำในช่วงฤดูหนาว โดยการวางแผงรับแสงอาทิตย์ที่มุมเอียงต่างๆ กันคือ มุม 5 องศา 15 องศา และ 30 องศา กับแนวระนาบผิวโลก เพื่อทดลองหามุมเอียงที่เหมาะสมกับการทำงานทั้ง 2 ระบบทำงานร่วมกัน ในการทดลองครั้งนี้ปรากฏว่าสามารถผลิตน้ำอุ่นในเวลากลางวันที่มีความจุของถัง 70 liter/day ได้อุณหภูมิของน้ำในระบบทำน้ำอุ่นถึง 75.9 °C ของแผงรับแสงอาทิตย์ที่ทาด้วยสีดำ วัดพลังงานการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ ที่ตกกระทบบนผิวโลกในช่วงการทดลอง มีค่าอยู่ระหว่าง 12-24 MJ/m²day อุณหภูมิน้ำอุ่นที่ผลิตได้นี้ เหมาะแก่การใช้ในการอบพืชผลทางการเกษตร ใช้อบซักล้างภาชนะ สำหรับตามบ้าน โรงแรมห้องอาหาร โรงพยาบาล ฯลฯ ส่วนในเวลากลางคืนอุปกรณ์ทั้งสองชุดสามารถทำน้ำเย็นได้อุณหภูมิต่ำสุดมีค่าที่ใกล้เคียงกัน คือ 11.2 - 11.3 °C ต่ำกว่าอุณหภูมิของอากาศประมาณ 2 - 6 °C ต่อปริมาณความจุของน้ำในถัง 50 liter/day ซึ่งเหมาะที่จะใช้ในการทำน้ำดื่ม การปรับอากาศในอาคารห้องเย็นหรือตู้เย็นสำหรับเก็บพืชผลทางการเกษตร

สมชาย มณีวรรณ และคณะ (2543)⁽¹²⁾ ศึกษาวิจัยความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทิ้ง จากระบบปรับอากาศแบบเทอร์โมอิเล็กทริก ใช้ตัวรับรังสีอาทิตย์ทำหน้าที่เป็นถังความร้อนด้วยขนาด 120 liter มีแผ่นเทอร์โมอิเล็กทริกจำนวน 30 ชิ้น

มีขนาด $40 \times 40 \text{ mm}^2$ ห้องติดตั้งเครื่องปรับอากาศใช้เทอร์โมอิเล็กทริกขนาด 2.5 m^3 และทำการศึกษาดู โดยการเปลี่ยนแรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้เทอร์โมอิเล็กทริก 50, 100 และ 150 V DC อัตราการไหลของน้ำ 10, 15 liter/min และความเร็วมวล 2.5, 5 m/s ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบนี้สามารถทำน้ำให้ร้อนได้สูงสุดที่อุณหภูมิ $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ในเวลา 2 hr สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient Of Performance, COP) ระบบผสมผสานสูงสุดที่ 3.12 ให้มีแรงดันไฟฟ้าป้อนให้เทอร์โมอิเล็กทริกเท่ากับ 100 V DC อัตราการไหลของน้ำ 15 liter/min และความเร็วมวล 2.5 m/s ผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์แสดงให้เห็นว่าหากใช้งาน 12 hr/day อัตราค่าไฟฟ้า 2.5 บาทต่อหน่วยจะมีระยะที่คืนทุน 1.96 ปี

ฐิติพร ฤมยาพิทักษ์ (2545)⁽¹³⁾ ได้ศึกษาการทำน้ำร้อนจากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศ แบบอัดไอชนิดแยกส่วนขนาด 18,000 BTU/hr โดยเปลี่ยนจากเครื่องควบแน่นแบบที่ระบายความร้อนด้วยอากาศมากเป็นเครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ เพื่อศึกษาความเป็นไปได้และความคุ้มค่าในการนำความร้อนทิ้งจากเครื่องปรับอากาศมาใช้แทนเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าซึ่งจะช่วยประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้การศึกษาได้แบ่งเป็น 2 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นการศึกษาเพื่อให้ทราบสภาวะการทำงานของเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง ได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน และส่วนที่สองเป็นการศึกษาหาสมรรถนะการทำงานของระบบทำน้ำร้อนจากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศ ได้แก่ การทดสอบหาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศที่อัตราการไหลของน้ำเข้าเครื่องควบแน่นที่แตกต่างกัน และหาขีดจำกัดสูงสุดของอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องควบแน่นที่จะไม่ทำให้อุปกรณ์ในเครื่องปรับอากาศเสียหาย พบว่าระบบทำน้ำร้อน จากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศที่อัตราการไหลของน้ำเข้าเครื่องควบแน่น 15 liter/min จะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมีค่าสูงสุดเท่ากับ 4.75 BTU/hr/W ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุงมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ระบบทำน้ำร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ $36 \text{ }^\circ\text{C}$ (อุณหภูมิน้ำเข้าประมาณ $31 \text{ }^\circ\text{C}$) ขีดจำกัดสูงสุดของอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องควบแน่นที่จะไม่ทำให้อุปกรณ์เครื่องปรับอากาศเสียหายมีค่า $39.1 \text{ }^\circ\text{C}$ (อุณหภูมิน้ำออกประมาณ $43 \text{ }^\circ\text{C}$) จากการวิเคราะห์ค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่ามีระยะเวลาคืนทุนสั้น และสามารถประหยัดค่าไฟฟ้าในการทำน้ำร้อนได้

จากผลงานวิจัยที่ผ่านมาสรุปโดยนัยได้ว่า ในเบื้องต้นนั้นมีการผลิตน้ำอุ่น และน้ำร้อนใช้ในการอาบน้ำผลทางการเกษตร ใช้อาบ ซักล้างภาชนะ สำหรับตามบ้าน โรงแรมห้องอาหาร โรงพยาบาล โดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ซึ่งทำให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดในการใช้พลังงานของอุปกรณ์ต่างๆ แต่การทำน้ำอุ่นหรือน้ำร้อนโดยการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งนั้นม้งานวิจัยที่เกี่ยวข้องน้อยมาก

2.1.3 การศึกษาการออกแบบสร้าง และทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด สำหรับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่

การออกแบบสร้างและทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์นั้น ควรทำการศึกษาชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อดี ข้อเสีย ข้อจำกัดในแต่ละชนิด และต้องทราบถึงที่มาของความร้อนทิ้งและการนำความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งควรคำนึงถึงเงื่อนไขทางด้าน การติดตั้งและความปลอดภัยเป็นหลัก

สิทธิชัย บุญประเสริฐ (2532)⁽¹⁴⁾ ได้ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทไหลข้ามชนิดกะทัดรัด 4 แบบ ซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันทั่วไปในระบบเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ผลการทดลองซึ่งได้มาจากการวัดในอุปกรณ์ทดลองที่สร้างขึ้นเพื่อจำลองสภาพที่ใกล้เคียงระบบทำความเย็นพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีครีบบาง ความร้อนเป็นร่อง และผิวภายในท่อทองแดงเป็นร่องถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด โดยมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.1516 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ถึง $0.233 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ ถึง $197.00 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ มีอุณหภูมิแตกต่างกัน $5.5 - 8 \text{ }^\circ\text{C}$ สำหรับอีวาพอเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ในช่วง $0.325 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ และ $0.461 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น R-22 $119.99 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ ถึง $164.76 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{s}$ โดยมีอุณหภูมิแตกต่างกัน $9 - 10.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ผลการทดสอบดังกล่าวสอดคล้องกันดีกับผลการคำนวณเชิงตัวเลข บนพื้นฐานการไหลแบบวงแหวน (Annular flow) และการควบแน่นในท่อเป็นแบบฟิล์ม (Filmwise condensation)

Dube; et al. (2539)⁽¹⁵⁾ ได้ทำการสร้างเครื่องอุณหอากาศเพื่อทดสอบค่าประสิทธิภาพของเครื่องอุณหอากาศแบบท่อความร้อน พบว่าค่าประสิทธิภาพขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายตัว คือ ชนิด ขนาด คุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ทำท่อ ชนิด และปริมาณของสารทำงานภายในท่อความร้อน และรูปแบบการจัดวางท่อ และปริมาณท่อที่ใช้ โดยทั่วไปจะนิยมใช้ท่อเหล็กหรือท่อทองแดง ซึ่งท่อทองแดงจะให้ค่าประสิทธิภาพสูงกว่าท่อเหล็กที่สภาวะเดียวกัน แต่ท่อทองแดงไม่นิยมใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่า 200°C ดังนั้นในโรงงานอุตสาหกรรม ที่อุณหภูมิใช้งานสูงกว่า 200°C จึงใช้ท่อเหล็กในอุปกรณ์อุณหอากาศ

สมเกียรติ บุญณะ (2540)⁽¹⁶⁾ ได้ทำการศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนกลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น โดยการนำพลังงานความร้อนออกมาใช้ใหม่สำหรับโรงงาน ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น (Double pipe heat exchanger) ป้อนน้ำ พัดลม ท่อและเตาหลอม

การนำความร้อนสูญเสียออกจากเตาเผากลับมาใช้ใหม่นี้ ได้ศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลกระทบต่อระบบแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย อัตราการไหล อุณหภูมิ ละพื้นที่ผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อน มาสร้างเป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แล้วนำไปเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ใน

การคำนวณหลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เป็นการนำความร้อนของก๊าซไอเสีย (Flue gas) ที่ปล่อยออกจากเตาหลอมซิลิกา ซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 1,373 K ป้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 เครื่อง โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 1 (Double pipe) ใช้อากาศเป็นตัวรับความร้อนจากก๊าซไอเสีย เพื่อให้ได้อากาศที่มีอุณหภูมิสูงขึ้น ก่อนป้อนกลับเข้าสู่เตาอีกครั้ง เพื่อใช้ในการเผาไหม้ ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องที่ 2 (Double pipe) ใช้น้ำเป็นตัวรับความร้อนจากก๊าซไอเสีย ทำให้ได้น้ำร้อนไปใช้ในการขบวนการผลิตภายในโรงงาน

ทวีศักดิ์ ทวีวิทยาการ (2541)⁽¹⁷⁾ ได้ทำการศึกษาการออกแบบสร้างและทดสอบสมรรถนะของเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบท่อความร้อน เพื่อใช้กับหม้อไอน้ำขนาด 1,000 kg/hr โดยเครื่องอุ่นน้ำป้อนประกอบไปด้วยที่ความร้อนทำด้วยท่อเหล็กไร้สนิมผิวเรียบ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 25.4 mm หนา 1mm จำนวน 78 ท่อใช้น้ำกลั่นบริสุทธิ์เป็นสารทำงาน ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องอุ่นน้ำป้อน พบว่า อิทธิพลของความเร็วซึ่งแสดงในรูปของค่าตัวเลขเรย์โนลด์นั้น เมื่ออัตราส่วนระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของกระแสร้อนค่าตัวเลขเรย์โนลด์กระแสเย็น มีค่าเพิ่มขึ้นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากคอนเดนเซอร์จะลดลง ตามความสัมพันธ์ดังสมการเชิงเส้นและในทำนองเดียวกัน อัตราส่วนระหว่างค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของกระแสร้อนต่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์กระแสเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิผลก็จะลดลงเช่นกัน ถ้าอุณหภูมิของก๊าซร้อนสูงขึ้น ค่าประสิทธิผลก็จะสูงขึ้นด้วยและจำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อน (*NTU*) มีค่ามากขึ้น ค่าประสิทธิผลก็เพิ่มขึ้นตามความสัมพันธ์ดังสมการเชิงเส้น การเปรียบเทียบเชิงเศรษฐศาสตร์ ได้ค่า ประหยัดคิดเป็นน้ำมันเตาเกรดซีเท่ากับ 4,748 liter/year และคิดเป็นจำนวนเงินที่ประหยัดได้เท่ากับ 19,700 Bath/year มีอัตราผลตอบแทนภายใน 12.8 % หรือช่วงระยะของเงินทุนกลับคืน คือ 7 ปี

Wang ; et al. (2542)⁽¹⁸⁾ ได้ทดสอบหาสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนและความดันที่ตกคร่อม ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Slit fin-tube พบว่าเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับครีบบแบบเกล็ดพบว่าครีบบแบบเกล็ดมีสมรรถนะสูงกว่า เนื่องจากพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนมีมากกว่า และทางการไหลมีลักษณะปั่นป่วนที่ทำให้มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูง

Nye's J.M. and Myers A.J. (2543)⁽¹⁹⁾ ได้ศึกษาและออกแบบระบบทำความร้อนจากความร้อนทิ้งจากเครื่องซักผ้าในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ร่วมกับปั๊มความร้อนพบว่า สามารถเพิ่มความร้อนของน้ำได้จาก 14 °C ไปยัง 55 °C อย่างไรก็ดีตามพบว่าระบบนี้มีราคาต่อหน่วยสูง

Yan and Sheen (2543)⁽²⁰⁾ ได้ทดสอบค่าสมรรถนะถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบที่มีลักษณะของครีบบ 3 แบบคือ แบบเรียบ (Plate) แบบรอยหยัก (Wavy) และแบบเกล็ด (Louver fin) รูปแบบละ 12 ตัวอย่าง จากผลการทดสอบ

พบว่าที่ค่าเท่ากัน ครีบบแบบเกล็ดมีค่าแฟคเตอร์ของการถ่ายเทความร้อน (f) และความผิด (j) มากกว่าแบบแผ่นเรียบ และมีความเร็วของอากาศเท่าๆ กัน ความดันตกคร่อมมีค่าแปรผันตรงตามจำนวนชั้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากผลการเปรียบเทียบขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ภาระความร้อนเท่าๆ กัน พบว่า การใช้ครีบบแบบเกล็ดสามารถลดขนาดพื้นที่ได้ถึง 40% เมื่อเทียบกับการใช้ครีบบแบบแผ่นเรียบ

อาทิศย์ ไชยอรันท์ (2543)⁽²¹⁾ ได้ทำการออกแบบ สร้างและประเมินสมรรถนะของเครื่องต้นแบบสำหรับทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน เครื่องทำน้ำร้อนต้องมีขนาดกะทัดรัดติดตั้ง และเคลื่อนย้ายง่ายสะดวกต่อการใช้งาน และบำรุงรักษา สามารถใช้ได้กับบ้านพักอาศัยขนาด 3-4 คน ถึงเก็บน้ำร้อนที่มีขนาด 100 liter ระบบปั๊มความร้อนใช้ R-22 เป็นสารทำงานเครื่องอัดไอขนาด 1.39 kW เครื่องทำระเหยขนาด 3.51 kW เครื่องควบแน่นขนาด 4.46 kW ผลการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนโดยทดสอบเหมือนกับการใช้งานจริง โดยเปิดน้ำร้อนใช้งานอย่างต่อเนื่อง แบ่งเป็น 2 ช่วงๆ ละ 150 liter ตอนเวลา 7.00 น. และ 16.00 น. อัตราการไหลของน้ำร้อน 4 liter/min อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนที่ปล่อยออกมาเท่ากับ 50.5°C พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ยเท่ากับ 3.39 kWh สมรรถนะเฉลี่ยของปั๊มความร้อนเท่ากับ 3.17 อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานเฉลี่ยในหนึ่งวันของเครื่องทำน้ำร้อนเท่ากับ 2.02 เครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าประมาณ 2 เท่า แต่ราคาของเครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสูงกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าอยู่มาก จากการประเมินค่าใช้จ่ายในงานวิจัยนี้พบว่า ต้นทุนรวมของน้ำร้อนที่ผลิตได้ 0.12 bath/liter โดยแบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่อง 0.064 bath/liter ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า 0.039 bath/liter ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา 0.014 bath/liter

พลเดช ทองขุนคำ (2543)⁽²²⁾ ได้ออกแบบ สร้างและทดสอบอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อน สำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป ขนาดกำลังผลิตไอน้ำไม่เกิน 1 tone/hr โดยใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำของโรงแรมพรพิงค์ทาวเวอร์ จังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งมีอัตราผลิตไอน้ำเพื่อใช้งาน 0.166 tone/hr ที่ความดันสูงสุด 150 lb/in^2 อุณหภูมิก๊าซร้อนเฉลี่ย 231°C ที่อัตราการไหล $692.72\text{ m}^3/\text{hr}$ นำมาเป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบ ได้สร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับออกแบบอีโคโนไมเซอร์แบบเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมที่สุดโดยอ้างอิงจากแนวทางการคำนวณของ ESDU 81038 ใช้ภาษา Turbo Pascal 7.0 เขียนเงื่อนไขในการเลือกแบบที่เหมาะสมที่สุดจะใช้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าส่งถ่ายพลังงานต่อหน่วยราคา ที่เหมาะสมประกอบกับการตัดสินใจของผู้ออกแบบ นำข้อมูลที่ตรวจวัดได้มาป้อนให้กับโปรแกรมและพบว่าข้อมูลที่ดีที่สุดคือ ท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 21.7 mm หนา 2.8 mm มีความยาวส่วนทำระเหย 420 mm และส่วนควบแน่น 100 mm มีครีบบเหล็กสูง 10 mm ความหนาของครีบบ 0.4 mm จำนวน 8 ครีบบ ต่อความยาวท่อ 1 นิ้ว ที่ส่วนทำระเหย จำนวน 30 ท่อ ใช้

น้ำเป็นสารทำงาน เมื่อนำอีโคโนไมเซอร์มาทำการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิขาเข้าก๊าซร้อนที่ 100, 120, 160, 200 และ 240°C อัตราการไหลของก๊าซร้อนที่ 400, 550 และ 700 m³/hr อุณหภูมิขาเข้าที่ 15, 25, 35 และ 45°C และอัตราการไหลของน้ำขาเข้าที่ 2.6, 5, 8 และ 12 liter/min พบค่าต่างๆ ที่ทดสอบสอดคล้องเป็นไปตามข้อมูลที่ประเมินได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยที่อุณหภูมิขาเข้าร้อน 231°C อัตราการไหลก๊าซร้อน 692.72 m³/hr อุณหภูมิขาเข้าที่ 2.6 liter/min จะได้อุณหภูมิขาเข้าร้อนขาออก 170.7°C อุณหภูมิขาออก 88.3°C ค่าการถ่ายเทความร้อน 8.75 kW ค่าประสิทธิผลของอีโคโนไมเซอร์ 0.33 และเมื่อทดสอบตามการทำงานของหม้อไอน้ำตัวอย่างพบว่าอีโคโนไมเซอร์ที่สร้างขึ้นสามารถดึงพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปกับก๊าซร้อนได้ 316.2 MJ/day นำมาคำนวณจะพบว่าสามารถคืนทุนได้ภายในเวลาประมาณ 981 day ที่ค่า Internal Rate of Return (IRR) 34.43 % ความดันตกคร่อมอีโคโนไมเซอร์ที่ 11 Pa จึงสามารถสรุปได้ว่า อีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานในการดึงความร้อนสูญเสียจากก๊าซร้อนของหม้อไอน้ำสำเร็จรูปที่มีขนาดขีดความสามารถในอัตราผลิต 1 tone/hr

เจนจิรา เปี่ยมดี (2545)⁽²³⁾ ได้วิจัยทำการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการอบแห้งขนม โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่หาง่ายตามท้องตลาด และมีราคาถูกเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอันเป็นการใช้งานกลับทิศทางโดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่ จากกระบวนการผลิตที่อยู่ในรูปของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 120 – 140°C ที่ลอยตัวขึ้นอย่างธรรมชาติจากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มในกระบวนการย่างขนมของ บริษัทไทย-นิจิ อินดัสทรีจำกัด จังหวัดลำพูน โดยความร้อนถูกนำมาให้นำไปต้มน้ำที่ถูกลงไปยังหม้อไอน้ำที่อัตราการไหลประมาณ 21 liter/min ผลจากการทดสอบพบว่าที่น้ำป้อนเข้าอุณหภูมิ 30°C อัตราการไหลประมาณ 21 liter/min ไหลผ่านคอนเดนเซอร์รถยนต์ขนาด 0.356 m × 0.584 m ที่ต่อขนานกัน 8 ชุด แต่ละชุดต่อแบบอนุกรมชุดละ 6 ตัว ได้น้ำร้อนที่ออกจากระบบมีอุณหภูมิเฉลี่ย 81°C และค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบมีค่าต่ำ โดยสามารถคืนทุนภายในระยะเวลา 1.24 ปี นอกจากนี้พบว่าเมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการทดสอบ เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณจากสมการที่กำหนดให้อากาศไหลแบบบังคับ เพื่อระบายความร้อนมีค่าต่ำกว่า 65 % แต่มีค่าสูงกว่า 54 % เทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณ จากสมการที่กำหนดให้ก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติผ่านช่องทางในแนวตั้งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่ และทั้งนี้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และประสิทธิผลของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้ในระบบมีค่าประมาณ 1.32 kW/K และ 0.55 ตามลำดับ ในช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน 12 – 24 liter/min

พงศ์พิชญ์ ต่วนภูษา (2545)⁽²⁴⁾ ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความดันที่ลดลง ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อมีครีบบนแผ่นภายใต้สภาวะการลดความชื้น โดยทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อมีครีบบนแผ่น 6 ชุดในอุโมงค์ลมแบบปิด ซึ่งศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิทางเข้าและอัตราการไหลของน้ำเย็น รูปแบบของครีบบนแผ่น ระยะห่างระหว่างครีบบนแผ่น และจำนวนแถวของท่อ โดยแสดงผลในรูปของโคลเบอร์นแฟกเตอร์ (j-factor) และสัมประสิทธิ์ความเสียหาย (f-factor) เป็นตัวบอกถึงความสามารถในการไหลผ่านของอากาศชื้น จากการทดสอบพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบบนแผ่นแบบ Plain แบบ Wavy และ แบบ Louver มีค่าโคลเบอร์นแฟกเตอร์ และสัมประสิทธิ์ความเสียหายสูงขึ้น เมื่ออัตราการไหลของน้ำในท่อสูงขึ้น และเมื่ออุณหภูมิของน้ำในท่อมีค่าต่ำลง เมื่อเปรียบเทียบผลของรูปแบบของครีบบนแผ่นพบว่าครีบบนแผ่นแบบ Wavy จะมีค่าโคลเบอร์นแฟกเตอร์สูงกว่าครีบบนแผ่นแบบ Louver ในขณะที่มีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายต่ำกว่า สำหรับผลกระทบระยะห่างระหว่างครีบบนแผ่นพบว่าค่าโคลเบอร์นแฟกเตอร์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบบนแผ่นแบบ Wavy ที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนแผ่น 5 fin/inch จะมากกว่า แบบ 10 fin/inch และ 14 fin/inch ตามลำดับ นอกจากนี้พบว่าค่าโคลเบอร์นแฟกเตอร์และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบบนแผ่นแบบ Wavy มีท่อ 4 แถว จะสูงกว่าของแบบมีท่อ 2 แถว

สันต์ สลัดยะนันท์ (2546)⁽²⁵⁾ ได้ทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับตู้ฟักไข่ โดยใช้น้ำมันใช้แล้วหลังการประกอบอาหารเป็นแหล่งกำเนิดพลังงาน เนื่องจากน้ำมันพืชใช้แล้วนั้นยังมีค่าความร้อนที่สูงอยู่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบสร้างรับความร้อนจากตะเกียงน้ำมันพืชนำมาให้ความร้อนให้แก่ตู้ฟักไข่ ตู้ฟักไข่ที่สร้างขึ้นมีขนาดบรรจุสูงสุด 144 ฟอง ดัดแปลงโครงตู้และฉนวนจากตู้เย็นขนาด 5 ft³ ที่เสียแล้ว ติดตั้งถาดไว้ใส่ไข่ และชุดอุปกรณ์อัตโนมัติสำหรับกลับไข่ทุก 30 min ด้านล่างของตู้เย็นดัดแปลงเป็นที่ใส่ถาดน้ำสำหรับเพิ่มความชื้นแก่ไข่ในตู้ฟัก ใช้เครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบดิจิตอล ติดพัดลมแบบกรงกระรอกไว้ด้านล่างของตู้ฟักเพื่อบังคับทิศทางและกระจายอากาศ ทำให้อากาศในเครื่องฟักไข่หมุนเวียนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับตู้ฟักไข่อย่างต่อเนื่อง เมื่ออุณหภูมิสูงเกิน 30°C จึงหยุดพัดลม เพื่อหยุดการหมุนเวียนอากาศ ตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นแบบท่อซ้อนท่อที่ทำจากท่อเหล็ก 2 ขนาดซ้อนกัน ผลการทดสอบค่าความร้อนที่ได้จากการทดลองโดยคาโลรีมิเตอร์ได้น้ำมันที่เหลือจากการประกอบอาหารมีค่าความร้อน (Higher heating value) อยู่ที่ช่วง 36,000 kJ/kg ถึง 40,000 kJ/kg การทำงานของเครื่องฟักไข่ที่สร้างขึ้นสามารถทำงานโดยมีอุณหภูมิภายในเครื่องฟักอยู่ช่วง 35-42°C ความชื้นอยู่ในช่วง 60-75 % และเปอร์เซ็นต์ในการฟักออกเท่ากับ 63%

ปรีชา มะระกะ (2547)⁽²⁶⁾ ได้ทำการพัฒนาหม้อน้ำรถยนต์มาใช้เป็นอุปกรณ์นำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ โดยได้ติดตั้งชุดหม้อน้ำรถยนต์ขนาด 0.21 m x 0.22 m เพื่อดึงความร้อนจากก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำขนาดเล็ก (1, 2 และ 3 tone/hr) ที่โรงพยาบาลแมคคอร์มิค โรงพยาบาลนครพิงค์ และโรงพยาบาลลานนา พบว่าแต่ละแห่งสามารถลดค่าใช้จ่ายพลังงานเชื้อเพลิงได้ปีละ 18,548 บาท (ระยะเวลาคืนทุน 2.35 ปี) 22,930 บาท (ระยะเวลาคืนทุน 2.19 ปี) และ 60,117 บาท (ระยะเวลาคืนทุน 0.95 ปี) ตามลำดับ

สุนทร สิงหจากรู (2547)⁽²⁷⁾ ได้ศึกษาการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับดึงกลับความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียด้านออก จากเครื่องอุ่นอากาศปฐมภูมิ ซึ่งมีขนาด 4.5 MW ของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ ขนาด 150 MW โดยนำความร้อนที่ได้ ไปทดแทนระบบไหลเวียนอากาศ (Hot air recirculation) จากการศึกษาพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเทอร์โมไซฟอน มีความเหมาะสมที่สุด ได้ทำการออกแบบและทำการทดสอบ ภายใต้อุณหภูมิอากาศและก๊าซร้อน 30 และ 190 – 213°C ตามลำดับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบใช้ท่อทองแดง ครีบอลูมิเนียม ขนาด 19.05 mm ความยาวส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อน 0.98 m การวางท่อแบบเหลี่ยม มุมเฉียง 20 องศา จำนวนท่อทดสอบ 53 ท่อ 7 แถว ใช้น้ำเป็นสารทำงาน อัตราส่วนการเติม 60 % ของส่วนรับความร้อน

การทดลองการไหลของอากาศและก๊าซร้อนแบบไหลตามกัน พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ มีค่าสูงกว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ประมาณ 16% ได้นำข้อมูลที่ได้จากการทดลอง ไปปรับปรุงขนาดการถ่ายเทความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้งานจริง และทำการติดตั้ง 2 ชุด ขนาดชุดละ 2.25 MW ใช้ขนาดท่อความร้อน ท่อเหล็กติดครีบอลูมิเนียม ขนาด 60.5 mm ความยาวส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อน 2.57 m การวางท่อแบบเหลี่ยม มุมเฉียง 20 องศา จำนวนท่อ 214 ท่อ 7 แถว ใช้น้ำเป็นสารทำงาน อัตราส่วนการเติม 60 % ของส่วนรับความร้อน ทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งกับหม้อไอน้ำ โดยอัตราการไหลอากาศและก๊าซร้อนที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 90 -110 และ 35-45 kg/s ตามลำดับ อุณหภูมิก๊าซร้อน 190 – 210 °C พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นไปในทางเดียวกัน กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยใช้แฟคเตอร์แก้ไข 1.16 สามารถดึงความร้อนกลับได้รวม ประมาณ 4500 kW โดยอุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านออก ระหว่าง 140 – 163 °C อุณหภูมิด้านอากาศที่ไปทดแทนระบบไหลเวียนอากาศ อยู่ระหว่าง 45-55°C ความดันตกคร่อมด้านอากาศและก๊าซร้อน 354 และ 147 Pa ตามลำดับ ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.25 – 0.33

จากการพิจารณาข้อดีข้อเสียของผลงานวิจัยที่ผ่านมาทั้ง 3 ประเด็นหลัก พบว่าการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์สามารถทำได้หลายรูปแบบ อาทิเช่น ใช้เป็น แหล่งความร้อนในการอุ่นวัสดุ (Material preheating) อุ่นอากาศ (Air preheating) หรืออุ่นเชื้อเพลิง (Fuel preheating) ก่อนที่จะใช้

ในกระบวนการผลิตหรือการสันดาป ซึ่งกระบวนการเหล่านี้คาดว่าจะประหยัดพลังงานได้ถึงร้อยละ 7-10⁽²⁸⁾ อุปกรณ์หลักในการนำความร้อนที่กลับมามีประโยชน์ขึ้นอยู่กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ซึ่งสามารถจำแนกได้หลาย ประเภท ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง ของเหลว-ก๊าซ, ของเหลว-ของเหลว, ก๊าซ-ก๊าซ (แบ่งตามลักษณะของของไหลแลกเปลี่ยนความร้อน) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน, ไหลสวนทางกัน, และไหลตั้งฉากกัน (แบ่งตามทิศทางการไหลของของเหลว) เป็นต้น⁽²⁹⁾ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญอย่างยิ่งในการนำความร้อนที่กลับมามีประโยชน์โดยมีของไหลที่อุณหภูมิสูงถ่ายเทความร้อนให้ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว วิศวกรควรคำนึงถึงอัตราส่วนของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนต่อปริมาตรที่จะต้องมีความสูงและมีราคาถูก ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคุณสมบัติดังกล่าวนี้มักเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบติดครีปเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีป (Finned tube heat exchanger) จะมีลักษณะของครีปหลายแบบ เช่น แบบเกล็ด (Louver-fin) แบบรอยหยัก (Wavy-fin) และแบบแผ่นเรียบ (Plate-fin) ซึ่งครีปดังกล่าวจะเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ใช้ปริมาตรในการจัดเก็บน้อย จึงทำให้เกิดแนวคิดการนำความร้อนที่กลับมามีใหม่ของระบบเซลล์เชื้อเพลิงกลับมาใช้ใหม่ โดยออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ในการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเพื่อนำมาผลิตเป็นน้ำร้อนใช้ในบ้านพักอาศัย ซึ่งมีราคาไม่แพง รวมทั้งอุปกรณ์ต่างๆ สามารถหาได้ง่าย

2.2 ระบบเซลล์เชื้อเพลิง

2.2.1 ประเภทของเซลล์เชื้อเพลิง

เซลล์เชื้อเพลิงสามารถจำแนกได้หลายประเภทขึ้นกับประเภทของสารที่ใช้เป็นอิเล็กโทรไลต์ ซึ่งแบ่งได้ 5 ประเภทได้แก่

2.2.1.1 เซลล์เชื้อเพลิงประเภทพอลิเมอร์อิเล็กโทรไลต์เมมเบรน (Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cells, PEMFC) จะใช้แผ่นเมมเบรนพอลิเมอร์ที่สามารถนำไฮดรอกไซด์เป็นอิเล็กโทรไลต์ และการทำงานของเซลล์ชนิดนี้จะกระทำที่อุณหภูมิที่น้ำอยู่ในสถานะของเหลว เซลล์เชื้อเพลิงชนิดนี้จะมีข้อดีในด้านการนำไปใช้ ไม่เกิดการกัดกร่อน ไม่เกิดปัญหาในการกำจัดสารอิเล็กโทรไลต์เนื่องจากสารอิเล็กโทรไลต์เป็นของแข็ง และสามารถทำงานได้รวดเร็วแม้ที่อุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้เซลล์ชนิดนี้ยังให้ Power density สูงที่สุดเมื่อเทียบกับเซลล์เชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ จึงเหมาะที่จะนำไปใช้ในยานพาหนะ⁽²⁾ อย่างไรก็ตามเซลล์อาจมีราคาสูงเนื่องจากการใช้แพลทินัมที่มีราคาสูงเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาในเซลล์

2.2.1.2 เซลล์เชื้อเพลิงชนิดอัลคาไลน์ (Alkaline Fuel Cells, AFC) สารอิเล็กโทรไลต์ในเซลล์เชื้อเพลิงประเภทนี้จะอยู่ในรูปสารละลายโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ เซลล์ประเภทนี้จะมีประสิทธิภาพสูงมาก เนื่องจากสามารถเกิดปฏิกิริยาคาโทดได้รวดเร็วในอัลคาไลน์อิเล็กโทรไลต์ อย่างไรก็ตามข้อเสียที่เกิดขึ้นมักจะมีคาร์บอนไดออกไซด์ที่มีผลต่ออิเล็กโทรไลต์ ทำให้ต้องเสียค่าใช้จ่ายสูงในการกำจัดคาร์บอนไดออกไซด์ออกจากเชื้อเพลิงและอากาศที่จะผ่านเข้าไปในเซลล์ จึงมักใช้ในเครื่องมือทางทหารและเครื่องมือในอวกาศซึ่งไม่มีปัญหาด้านค่าใช้จ่ายแต่เน้นประสิทธิภาพในการทำงานของเซลล์ที่สูง(1-2)

2.2.1.3 เซลล์เชื้อเพลิงชนิดกรดฟอสฟอริก (Phosphoric Acid Fuel Cells, PAFC) อิเล็กโทรไลต์ของเซลล์เชื้อเพลิงนี้คือ กรดฟอสฟอริก ซึ่งการทำงานของเซลล์ประเภทนี้จะให้ประสิทธิภาพที่สูงที่อุณหภูมิ 200 °C นอกจากนี้ยังสามารถใช้กับไฮโดรเจนที่ไม่บริสุทธิ์เป็นเชื้อเพลิงในเซลล์ได้ แต่เซลล์ประเภทนี้ต้องใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาแพลทินัมที่มีราคาสูง และยังให้กระแสไฟฟ้าและ Power density ที่ต่ำ จึงเป็นข้อจำกัดด้านการนำเซลล์ประเภทนี้ไปใช้ เซลล์เชื้อเพลิงนี้จึงมักใช้ในเครื่องใช้ไฟฟ้าบางประเภทและในอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการขนส่งบางชนิด

2.2.1.4 เซลล์เชื้อเพลิงชนิดเกลือคาร์บอนเนตหลอมเหลว (Molten Carbonate Fuel Cells, MCFC) ใช้ส่วนผสมของเกลือคาร์บอนเนตที่หลอมเหลวของลิเทียม และโซเดียม หรือโพแทสเซียมคาร์บอนเนตซึ่งผสมในเมทริกซ์ที่ใช้เป็นอิเล็กโทรไลต์ เซลล์เชื้อเพลิงใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาที่ราคาสูง มีประสิทธิภาพที่สูง แต่ปฏิกิริยาภายในเซลล์จะเกิดเร็วขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้ส่วนผสมของเซลล์เสียหายได้ นอกจากนี้ยังมีผลเกิดขึ้นจากการกัดกร่อนของอิเล็กโทรไลต์ด้วย

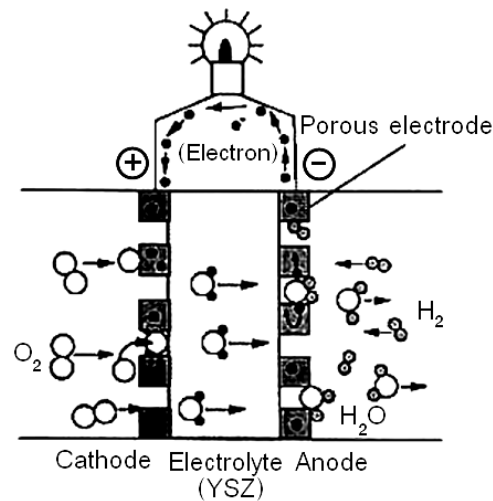
2.2.1.5 เซลล์เชื้อเพลิงชนิดออกไซด์ของแข็ง (Solid Oxide Fuel Cells, SOFC) เซลล์ชนิดนี้จะมีส่วนคล้ายกับเซลล์เชื้อเพลิงชนิดเกลือคาร์บอนเนตหลอมเหลว คือการทำงานของเซลล์เกิดขึ้นที่อุณหภูมิสูง (ประมาณ 600-1000 °C) ตัวเร่งปฏิกิริยามีราคาไม่แพง ขณะที่ปฏิกิริยาเกิดขึ้นได้เร็วขึ้นที่อุณหภูมิสูง เซลล์ชนิดนี้จะใช้เซอร์ามิกส์เป็นอิเล็กโทรไลต์ ซึ่งเป็นเซอร์โคเนียออกไซด์ (Zirconium Oxide) ที่เติมยทเทียม (Yttrium) จำนวนเล็กน้อย แต่สำหรับเซลล์ชนิดนี้จะไม่มีความเสี่ยงจากการกัดกร่อนของอิเล็กโทรไลต์เหมือนกับเซลล์เชื้อเพลิงชนิดเกลือคาร์บอนเนตหลอมเหลว แต่ก็ไม่สามารถหลีกเลี่ยงความเสียหายที่เกิดขึ้นกับส่วนผสมของเซลล์อันเกิดจากอุณหภูมิภายในเซลล์ที่สูง อย่างไรก็ตามเซลล์ชนิดนี้คาดหวังไว้ว่าจะสามารถนำไปใช้แหล่งกำเนิดไฟฟ้าในโรงงานผลิตกระแสไฟฟ้าในศตวรรษที่ 21

นอกจากเซลล์เชื้อเพลิงที่กล่าวมาแล้ว ยังมีเซลล์อีกชนิดที่เรียกว่า เซลล์เชื้อเพลิงชนิดที่ใช้เมทานอลเป็นเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Methanol Fuel Cell, DMFC) ซึ่งปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่ขั้วคาโทดคล้ายกับปฏิกิริยาที่ขั้วคาโทดของเซลล์เชื้อเพลิงประเภทพอลิเมอร์อิเล็กโทรไลต์เมมเบรน แต่ต่างกันที่ปฏิกิริยาที่ขั้วแอโนด โมเลกุลเมทานอลจะแตกออกเมื่อสารละลายผสมระหว่างน้ำกับเมทานอลถูกส่งผ่านไปยัง ขั้วลบ จากนั้นอะตอมของคาร์บอนจะรวมตัวกับออกซิเจนอะตอมที่มาจากเมทานอลกับน้ำเกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ไฮโดรเจนจะถูกออกซิไดซ์ที่ขั้วแอโนดและโปรตอนจะวิ่งผ่าน อิเล็กโทรไลต์ไปยังขั้วคาโทด ทำให้เกิดน้ำขึ้นที่ขั้วคาโทดและเกิดคาร์บอนไดออกไซด์ที่ขั้วแอโนด

2.2.2 เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง (Solid Oxide Fuel Cell, SOFC)⁽³⁰⁾

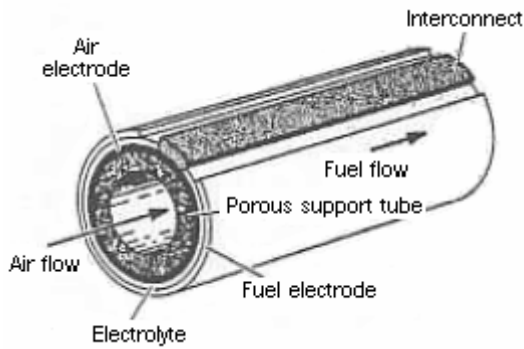
เซลล์เชื้อเพลิง คือ หน่วยที่แปลงพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงและออกซิเดนต์ (Oxidant) ไปเป็นพลังงานไฟฟ้าได้โดยตรงจากระบวนการทางเคมีไฟฟ้า โดยไม่เกิดการเผาไหม้ได้อย่างต่อเนื่องตรงเท่าที่ยังป้อนเชื้อเพลิงและออกซิเดนต์ให้แก่ระบบ เซลล์เชื้อเพลิงมีหลายชนิดด้วยกัน แตกต่างตามชนิดของวัสดุอิเล็กโทรไลต์ที่เลือกใช้ รวมถึงอุณหภูมิการทำงาน เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งเป็นเซลล์เชื้อเพลิงที่ทำงานที่อุณหภูมิสูงประมาณ 600 - 1,000°C โดยที่ส่วนประกอบทั้งหมดของเซลล์เป็นของแข็ง ทำให้ลดปัญหาเกี่ยวกับการกัดกร่อนเมื่อเทียบกับเซลล์เชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ ที่มีส่วนประกอบเป็นของเหลว นอกจากนี้การที่มีอุณหภูมิการทำงานสูงทำให้เกิดข้อดีหลายประการด้วยกัน ได้แก่ สามารถเลือกใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิดเนื่องจากสามารถป้อนเชื้อเพลิงที่เป็น สารประกอบไฮโดรคาร์บอนหรือ แอลกอฮอล์ เข้าไปทำให้ปฏิกิริยาในเซลล์ได้โดยตรง (Internal reforming) หรือ อาจทำให้ไฮโดรเจนแตกตัวก่อนป้อนเข้าไปทำปฏิกิริยา (External reforming) นอกจากนี้ยังไม่จำเป็นต้องใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาที่มีราคาแพงเช่นแพลตินัม ข้อดี อีกประการที่สำคัญ คือ ความร้อนและน้ำที่ได้จากการทำปฏิกิริยาอยู่ในสถานะของไอน้ำสามารถไปปั่นกังหันเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าได้อีกทำให้ประสิทธิภาพของระบบสูงมากขึ้น

โดยปกติแล้วองค์ประกอบพื้นฐาน SOFC ประกอบด้วย อิเล็กโทรไลต์ (Electrolyte) ซึ่งถูกประกอบด้วยขั้วอิเล็กโทรด (Electrode) สองขั้ว ได้แก่ อาโนด (Anode) และ คาโทด (Cathode) โดยขั้วอิเล็กโทรดทั้งสองนั้นต้องเป็นวัสดุที่มีความพรุนตัว แต่อิเล็กโทรไลต์ต้องเป็นวัสดุที่ก๊าซไม่สามารถแพร่ผ่านได้ โดยทั่วไปแล้ววัสดุที่นิยมใช้เป็นอิเล็กโทรไลต์ คาโทด และอาโนด ได้แก่ Yttria Stabilized Zirconia (YSZ), Lanthanum Strontium Manganite (LSM), Nickel/Zirconia Cermet (Ni/YSZ) ตามลำดับ จากภาพประกอบ 1 เซลล์เชื้อเพลิงสามารถผลิตไฟฟ้าได้โดยการป้อนเชื้อเพลิงซึ่งโดยปกติ คือ ไฮโดรเจนเข้าไปสัมผัสกับบริเวณที่เป็นอาโนดซึ่งไฮโดรเจนจะแพร่ผ่านรูพรุนของอาโนดไปยังบริเวณที่อาโนดสัมผัสกับอิเล็กโทรไลต์เกิดเป็นสภาวะ Three Phase Boundaries, (TPB : ก๊าซ อิเล็กโทรด และอิเล็กโทรไลต์) ที่อุณหภูมิการทำงานไฮโดรเจนจะรวมตัวกับออกซิเจนไอออน ซึ่งวิ่งผ่านชั้นอิเล็กโทรไลต์มาจากขั้วคาโทดได้น้ำ ความร้อนและอิเล็กตรอน แต่อิเล็กโทรไลต์นั้นมีคุณสมบัติไม่ยอมให้อิเล็กตรอนผ่าน ดังนั้น อิเล็กตรอนจึงวิ่งไปยังขั้วคาโทดโดยผ่านทางวงจรภายนอก (External circuit) สำหรับด้านคาโทดที่ได้รับออกซิเดนต์ (Oxidant) ซึ่งได้แก่ ออกซิเจนจากอากาศจะแพร่ผ่านรูพรุนของขั้วคาโทดไปยังบริเวณที่คาโทดสัมผัสกับอิเล็กโทรไลต์เกิดสภาวะ TPB ที่อุณหภูมิการทำงาน ออกซิเจนจะรวมตัวกับอิเล็กตรอนได้ออกซิเจนไอออน ซึ่งจะวิ่งผ่านอิเล็กโทรไลต์ไปยังขั้วอาโนด โดยกระบวนการผลิตไฟฟ้าจากปฏิกิริยาเคมี ไฟฟ้า ในลักษณะนี้จะเกิดขึ้นต่อเนื่องตรงเท่าที่มีออกซิเจนและเชื้อเพลิง (ไฮโดรเจน) สำหรับไฟฟ้านำไปใช้งานได้แก่ อิเล็กตรอนที่วิ่งผ่านวงจรภายนอก ซึ่งเป็นไฟฟ้ากระแสตรง ดังนั้นสิ่งที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า ได้แก่ เชื้อเพลิงและออกซิเดนต์ โดยที่ส่วนประกอบอื่น ๆ ของเชื้อเพลิงยังคงอยู่

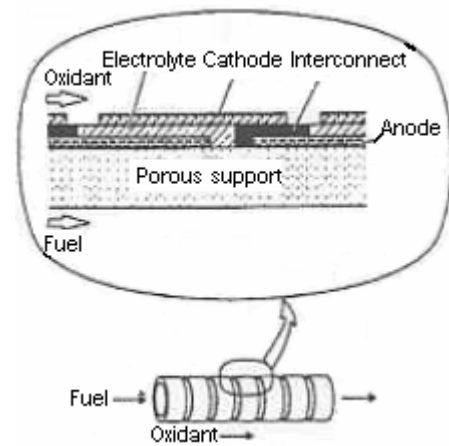


ภาพประกอบ 1 การทำงานของเซลล์เชื้อเพลิง (31)

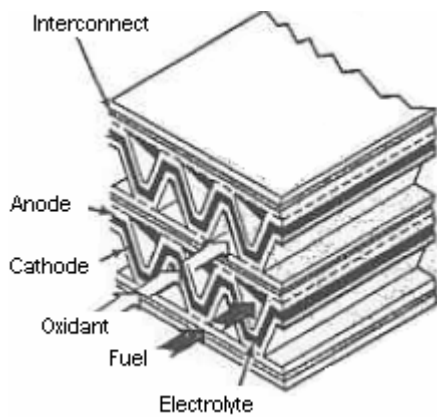
องค์ประกอบหลักของเซลล์นอกจากอิเล็กโทรไลต์ อานอด คาโทด แล้วยังมีอินเตอร์คอนเนคเตอร์ (Interconnector) ทำหน้าที่เป็นขั้วไฟฟ้าเชื่อมระหว่างขั้วอานอดและคาโทดของเซลล์ที่อยู่ติดกันเนื่องจากทุกส่วนประกอบของเซลล์เป็นของแข็ง ดังนั้น เซลล์ของ SOFC จึงมีโครงสร้างที่มีรูปแบบได้หลากหลายว่า เซลล์เชื้อเพลิงแบบอื่น ๆ ในปัจจุบันมีรูปแบบที่นิยมกัน 4 รูปแบบด้วยกัน ได้แก่ Seal-less tubular design, Segmented cell in series design, Monolithic design และ Flat plate หรือ Planar design แสดงตัวอย่างในภาพประกอบ 2(32)



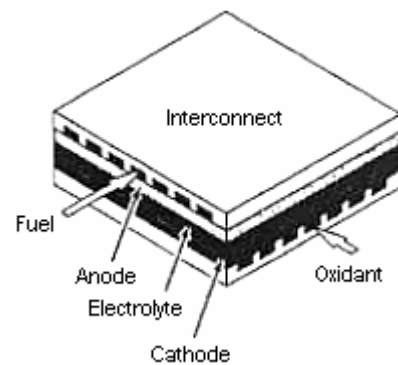
a) Seal-less tubular design



b) Segmented cell in series design



c) Monolithic design



d) Flat plate design

ภาพประกอบ 2 เซลล์เชื้อเพลิงรูปแบบต่างๆ

2.2.3 ระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง

ดังที่ได้กล่าวไปแล้วว่าการที่จะใช้เซลล์เชื้อเพลิงเป็นแหล่งกำเนิดพลังงานได้ต้องนำเซลล์เดี่ยวหลายๆ เซลล์มาต่อกันเป็น Fuel cell stack ซึ่งอาจจะมีรูปทรงเรขาคณิตแตกต่างกันมากมายแล้วแต่การออกแบบ รูปแบบหนึ่งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงที่ได้รับการออกแบบ ดังภาพประกอบ 3 ซึ่งจะประกอบด้วย การผสมผสานนำความร้อนและพลังงาน (CHP) กลับมาใช้ใหม่ โดยมีก๊าซธรรมชาติหรือก๊าซไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงใช้เป็นแหล่งให้พลังงานและก๊าซออกซิเจนไหลเข้าระบบเซลล์เชื้อเพลิง

ที่อุณหภูมิประมาณ 25 °C ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิต่ำ (LHX) ทำให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นประมาณ 700 °C และไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิสูงปานกลาง (MHX) ทำให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นประมาณ 900 °C ไหลเข้าอิเล็กทรอนิกส์ของเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งซึ่งเซลล์สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิประมาณ 1,000 °C แลกเปลี่ยนความร้อนผลผลิตที่ได้โดยตรงเป็นกระแสไฟฟ้า ในส่วนผลผลิตที่เหลือจากกระบวนการผลิตประกอบเป็นก๊าซต่างๆ รวมทั้งไฮโดรเจนที่อุณหภูมิสูงประมาณ 200 - 500 °C

การทำงานของระบบเซลล์เชื้อเพลิงต้องอาศัยหลายส่วนประกอบกันขึ้นเป็นระบบที่สมบูรณ์จึงจะสามารถนำไฟฟ้าที่ผลิตได้ไปใช้ให้เกิดประโยชน์ได้จริง การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนความร้อนทิ้งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอกนั้น จะต้องมีความรู้และความเข้าใจในการทำงานของระบบเซลล์เชื้อเพลิงโดยรวมก่อน เพื่อที่จะสามารถนำแต่ละส่วนมาประกอบกันโดยที่ทำการการทำงานของระบบโดยรวมเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ

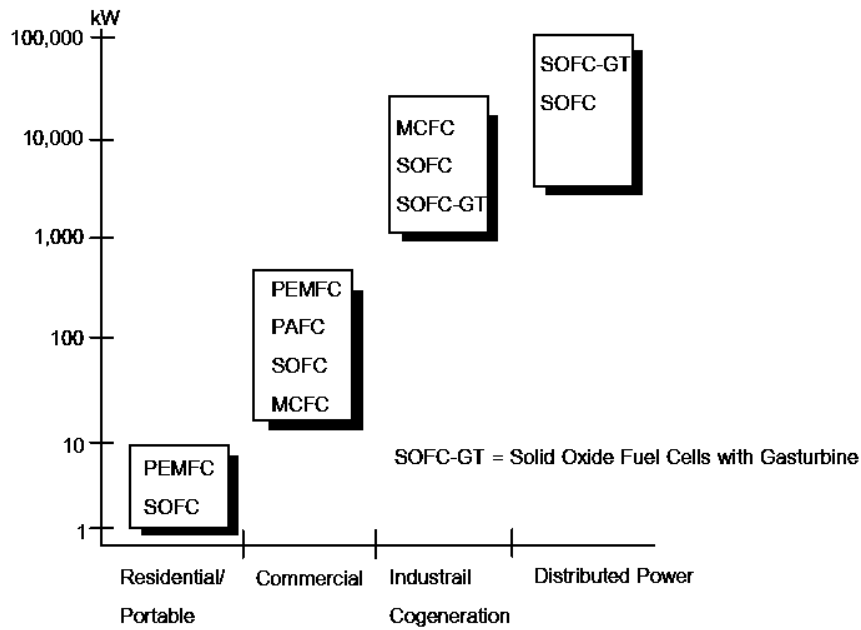
2.2.4 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง

ในปัจจุบันการประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งชนิดต่างๆ มีการประยุกต์ใช้งานได้ 4 ลักษณะใหญ่ๆ ขึ้นอยู่กับกำลังงานที่จะนำไปใช้ คือ การประยุกต์ใช้งานเกี่ยวกับที่อยู่อาศัย การประยุกต์ใช้ในทางการค้า อุตสาหกรรม และการกระจายพลังงาน ดังแสดงให้เห็นในภาพประกอบ 2.4

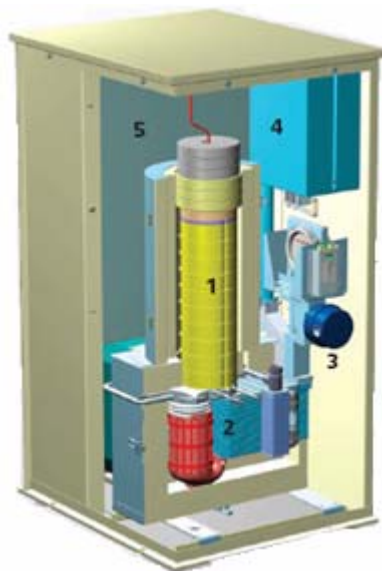
2.2.4.1 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งเกี่ยวกับที่อยู่อาศัย

สำหรับเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่ถูกระบุการใช้งานในด้านนี้จะส่งกำลังงานในช่วง 1 ถึง 10 kW ตัวอย่างการประยุกต์ใช้งาน เช่น การนำเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าสำหรับบริเวณพื้นที่ที่ไฟฟ้ายังเข้าไม่ถึง ซึ่งเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่ใช้งานในลักษณะนี้จะต้องทำงานด้วยความเงียบทำให้เกิดมลพิษทางเสียงน้อย มลพิษทางอากาศก็ไม่เกิดขึ้นเนื่องจากไม่เกิดการเผาไหม้ ความร้อนทิ้งจากเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่

ใช้งานในลักษณะนี้สามารถนำไปใช้ในการต้มน้ำร้อนสำหรับบ้านเรือนต่างๆ ได้อีกด้วย ตัวอย่างดังภาพประกอบ 5 และ 6



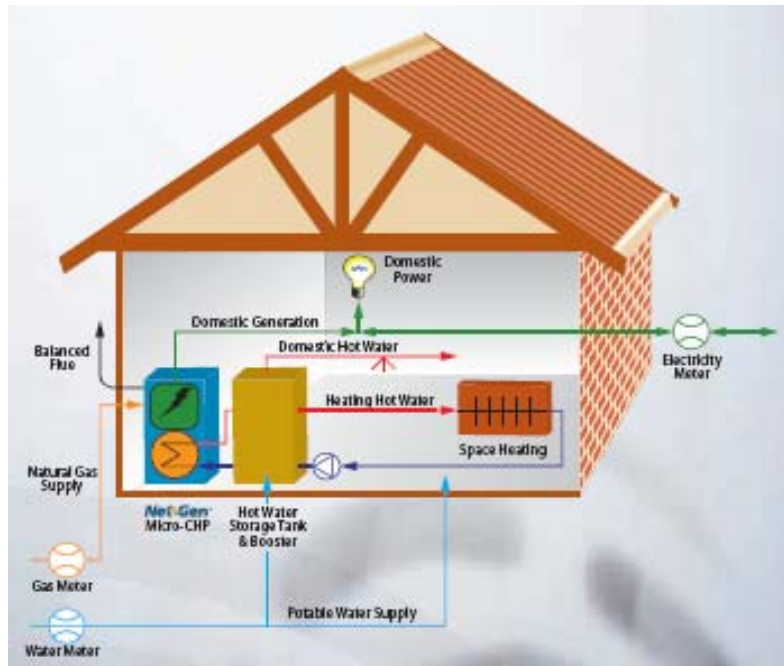
ภาพประกอบ 4 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง



- 1 Fuel cell stack
- 2 Fuel / air pre-treatment / heat exchange
- 3 Air delivery system
- 4 Waste heat recovery to hot water system
- 5 Mains power converter & controls

ภาพประกอบ 5 เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งขนาด 1 kW

ของบริษัท Ceramic fuel cells limited ยี่ห้อ NetGen™ micro-CHP(33)



ภาพประกอบ 6 การประยุกต์ใช้งานเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งขนาด 1 kW ของบริษัท Ceramic fuel cells limited ยี่ห้อ NetGen™ micro-CHP มาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า สำหรับบ้านพักอาศัย(33)

2.2.4.2 การประยุกต์ใช้เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งในทางการค้า

สำหรับเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่ใช้ในทางการค้าขนาดเล็กมักจะส่งกำลังอยู่ในช่วง 25 ถึง 500 kW เช่น โรงแรม โรงเรียน โรงพยาบาลขนาดเล็กจนถึงขนาดกลาง ตึกสำนักงาน หรือแม้กระทั่งศูนย์การค้าตลอดจนการประยุกต์ใช้งานเกี่ยวกับการขนส่ง เช่น ใช้งานกับรถยนต์ และ รถบัส เป็นต้น

2.2.4.3 การประยุกต์ใช้เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งในด้านอุตสาหกรรม

เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่ใช้งานด้านนี้จะให้กำลังงานอยู่ในช่วง 1 ถึง 25 MW ส่วนใหญ่แล้วจะใช้งานในโรงงานอุตสาหกรรม เช่น โรงงานเคมี โรงงานผลิตกระดาษ โรงงานทำโลหะ โรงงานผลิตอาหาร และโรงพลาสติก เป็นต้น

2.2.4.4 การประยุกต์ใช้เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งในด้านการกระจายพลังงาน

สำหรับงานด้านนี้เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งจะส่งกำลังขับเคลื่อนในช่วง 3 ถึง 100 MW เป็นเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งที่ทำงานในช่วงอุณหภูมิสูง โดยมักใช้งานในการกระจายพลังงานสู่ชุมชนที่อยู่อาศัยหรืออาจจะเตรียมพลังงานสำหรับไว้ในกรณีฉุกเฉิน เป็นต้น

สำหรับการประยุกต์ใช้งานในด้านอื่นๆ ยกตัวอย่างเช่น ในทางการทหารเซลล์เชื้อเพลิงจะช่วยลดค่าการส่งกำลังบำรุงที่ไม่จำเป็นในสนามรบ ลดมลพิษที่จะเกิดขึ้นในทางทหาร เช่น มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เรือ ก๊าซไอเสียที่เกิดจากรถถัง และรถประเภทอื่น ถ้าสุดท้ายราชนาวีเยอรมันได้มีการนำเซลล์เชื้อเพลิงมาใช้เป็นพลังงานขับเคลื่อนให้กับเรือดำน้ำรุ่นใหม่ จำนวน 2 ลำ แทนการใช้พลังงานนิวเคลียร์ เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งยังสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับงานด้านสนามบิน ระบบบำบัดน้ำเสีย หรือแม้แต่ใช้งานในโรงกลั่นน้ำมัน ได้อีกด้วย

2.3 การถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

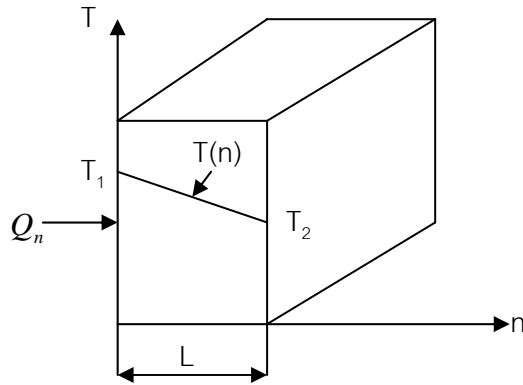
กระบวนการถ่ายเทความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 3 วิธี คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยทั้ง 3 วิธีนี้จะเกิดขึ้นได้ต่อเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อนนั้น

2.3.1 การนำความร้อน (Conduction heat transfer)

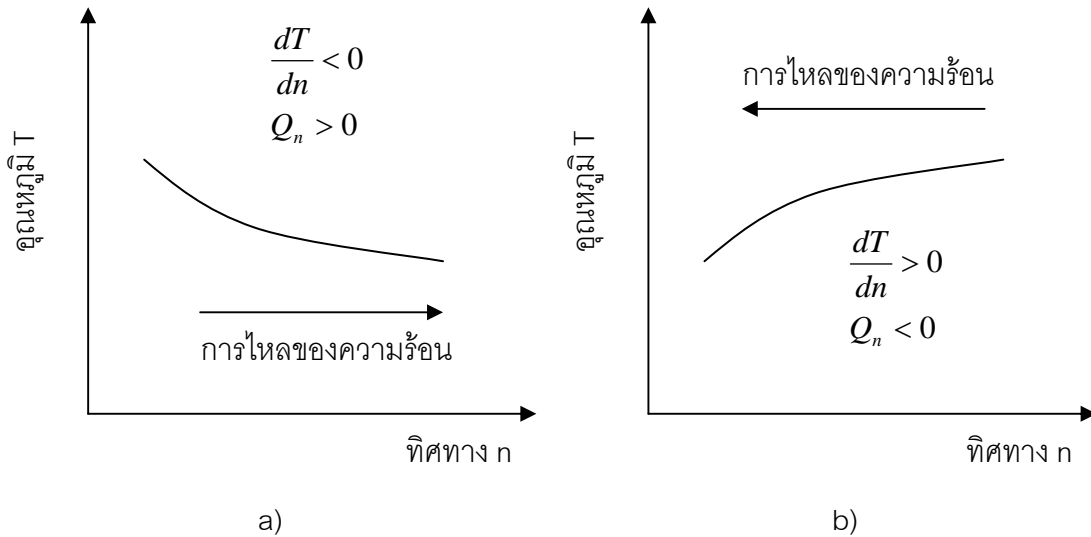
การนำความร้อนเป็นกลไกการแลกเปลี่ยนพลังงานภายในจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่ง หรือจากส่วนหนึ่งของวัตถุไปยังส่วนอื่นๆ ของวัตถุ โดยการแลกเปลี่ยนพลังงานเกิดจากการสั่นของโมเลกุลที่อยู่ติดกัน หรือเกิดจากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนนั้นความร้อนจะไหลจากโมเลกุลของวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่โมเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าโดยที่วัตถุนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีในวัตถุที่เป็นของแข็ง ส่วนวัตถุที่เป็นของเหลวหรือก๊าซจะมีการนำความร้อนเกิดขึ้นพร้อมกันกับการพาความร้อน ซึ่งการแก้ปัญหาชนิดนี้จะมีความยุ่งยากมากกว่าการแก้ปัญหาที่มีการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว การนำความร้อนภายในวัตถุจะเป็นไปตามกฎของ Fourier ซึ่งกล่าวว่า อัตราการไหลของความร้อนโดยการนำในทิศทางที่กำหนด จะเป็นสัดส่วนกับอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะทาง $\frac{dT}{dn}$ และพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน A โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำในทิศทาง n (ภาพประกอบ 2.7 และ 2.8) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_n = -kA \frac{dT}{dn} \quad (2-1)$$

เมื่อ	Q_n	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง n
	k	คือ	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity)
	A	คือ	พื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทาง n
	$\frac{dT}{dn}$	คือ	ความชันของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อน



ภาพประกอบ 7 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำแบบ 1 มิติ(34)

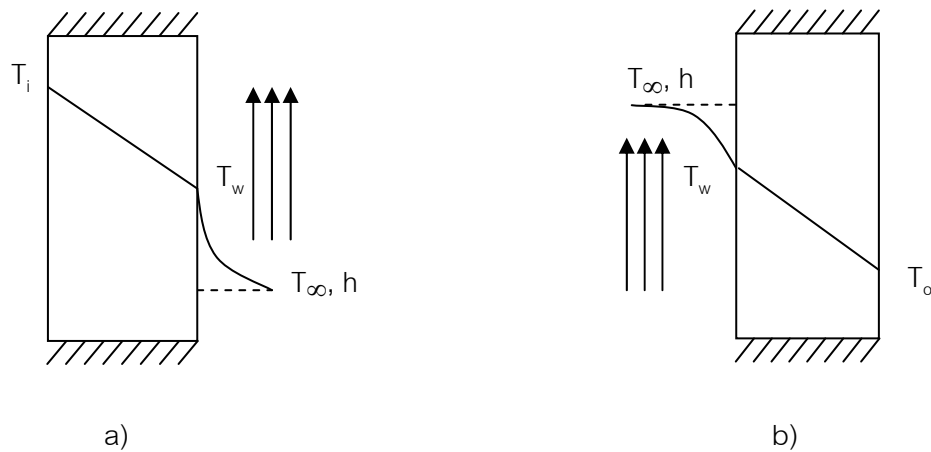


ภาพประกอบ 8 เครื่องหมายแสดงทิศทางของการไหลของความร้อนในกฎของ Fourier (34)

2.2.2. การพาความร้อน (Convection heat transfer)

การพาความร้อนเกิดขึ้นในของไหลโดยการผสมกันระหว่างส่วนหนึ่งของของไหลกับส่วนอื่นๆ อันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของมวลของไหลนั้น กระบวนการที่แท้จริงของการถ่ายเทพลังงานจากโมเลกุลของของไหลหนึ่งไปยังโมเลกุลนั้นๆ ยังคงเป็นการพาความร้อน พลังงานอาจเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งยังจุดอื่นๆ ได้โดยการเคลื่อนที่ของของไหลเอง การเคลื่อนที่ของของไหลอาจเกิดจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมือกลภายนอก เช่น พัดลม บั๊ม ซึ่งกระบวนการพาความร้อนแบบนี้เรียกว่าการพาความร้อน แบบบังคับ (Forced convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากการพาความร้อน แบบบังคับ (Forced convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากการพาความร้อน แบบบังคับ (Forced convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากการพาความร้อน แบบบังคับ (Forced convection)

ความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นของของไหลอันเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิที่มีอยู่ในมวลของของไหล กระบวนการพาความร้อนนั้นจะถูกเรียกว่า การพาความร้อนอิสระ หรือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (Free or natural convection) ซึ่งสามารถคำนวณหาอัตราการพาความร้อน (ภาพประกอบ 9) ได้จากสมการการพาความร้อน ดังนี้



ภาพประกอบ 9 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา a) $T_w > T_\infty$, b) $T_\infty < T_w$ (34)

$$Q = hA(\Delta T) \quad (2-2)$$

เมื่อ	h	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
	T_∞	คือ	อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล
	T_w	คือ	อุณหภูมิที่ผิววัตถุ

สมการนี้มีชื่อเรียกว่า กฎการเย็นตัวของ Newton โดยค่า h มีชื่อเรียกต่างๆ กัน เช่น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) หรือ สัมประสิทธิ์ฟิล์ม (Film coefficient) ซึ่งค่าของ h จะขึ้นกับรูปแบบของการไหล (ไหลแบบราบเรียบ เปลี่ยนแปลงหรือปั่นป่วน) รูปทรงเรขาคณิตของวัตถุ ความแตกต่างของอุณหภูมิ ตำแหน่งบนผิวของวัตถุ กลไกการพาความร้อน (การพาแบบอิสระ หรือ การพาแบบบังคับ) ขนาดความเร็วของของไหลและคุณสมบัติทางกายภาพของระบบ

2.3.3 การแผ่รังสีความร้อน (Thermal radiation heat transfer)

วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0 K จะเปล่งพลังงาน (Energy emission) ออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสาร พลังงานที่เปล่งออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสารนี้เรียกว่า รังสีความร้อน (Thermal radiation) พลังงานรังสีที่ปล่อยออกจากวัตถุไปสู่ผิวภายนอกที่แท้จริงมาจากบริเวณภายในของวัตถุ พลังงานรังสีที่ตกลงบนผิวของวัตถุหนึ่งๆ จะแทรกซึมเข้าไปในเนื้อของวัตถุซึ่งจะถูกดูดกลืนเอาไว้ ถ้าพลังงานรังสีที่เปล่งออกมาจากระยะทางสั้นๆ ผิว หรือรังสีถูกดูดกลืนไว้ที่ระยะของทางสั้นๆ จากผิว กระบวนการแผ่รังสีแบบนี้เรียกว่า การแผ่รังสีความร้อนที่ผิว (Surface radiation) และวัตถุหรือสารชนิดนี้เรียกว่า วัตถุที่เปล่งรังสีความร้อน ตัวอย่างเช่น โลหะ อิฐ กระจกฝ้า ไม้ เป็นวัตถุที่เปล่งรังสีที่ตกลงบนผิว ในขณะที่แก้วเป็นวัตถุโปร่งแสง รังสีความร้อนเป็นคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากสาร กลไกการแผ่รังสีจึงแตกต่างจากกลไกของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาและการนำ คือ ความร้อนอาจเคลื่อนที่จากวัตถุหนึ่งไปสู่อีกวัตถุหนึ่งได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางระหว่างวัตถุนั้นทั้งสองเลย

รังสีความร้อนเคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า จากวัตถุหนึ่งมาตกลงบนอีกวัตถุหนึ่ง รังสีความร้อนสูงสุดที่เปล่งออกมาจากวัตถุที่มีอุณหภูมิ T จะถูกกำหนดโดยกฎของ Stefan – Boltzmann ดังนี้

$$Q_b = \sigma AT^4 \quad (2-3)$$

เมื่อ	σ	คือ	ค่าคงที่ของ Stefan – Boltzmann ซึ่งมีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
	Q_b	คือ	รังสีความร้อนที่เปล่งออกโดยวัตถุที่บ (W)
	T	คือ	อุณหภูมิสัมบูรณ์ของวัตถุ (K)

2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

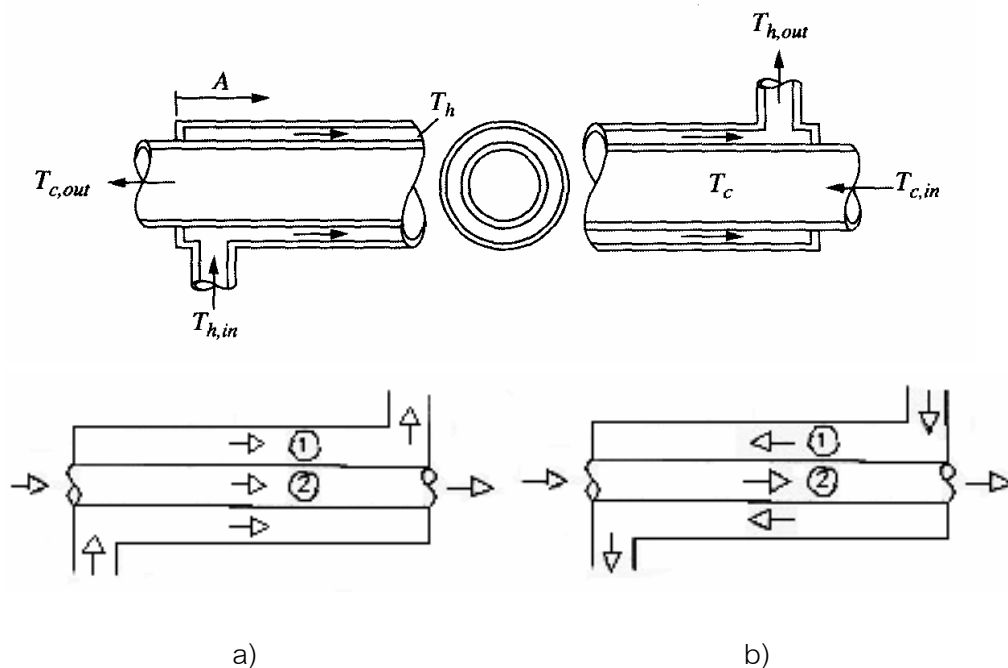
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้นๆ มีอุณหภูมิสูงขึ้นหรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้ เช่น ถ้าต้องการให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเอาผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อ ไปใช้ในงานทำความเย็นก็จะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้ของไหลที่จะนำไปใช้นั้นมีอุณหภูมิลดลง เช่น ในงานปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ๆ แต่ถ้าต้องการให้ผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนออกมาให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วยในการทำความร้อนให้กับของไหล เช่น ในงานผลิตกระแสไฟฟ้า ที่

ต้องใช้ไอน้ำเป็นตัวปั่นกังหัน และต้องมีการอุ่นน้ำเลี้ยงที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ก็ต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาช่วยแทนที่จะต้องเอาน้ำเย็นมาต้ม ซึ่งต้องใช้พลังงาน และเวลามาก กว่าที่จะได้ไอน้ำที่มีอุณหภูมิตามที่ต้องการไปใช้งาน แต่ถ้ามีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็สามารถนำ น้ำ หรืออากาศที่อุณหภูมิต่ำ มาแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วจึงนำไปต้มในหม้อไอน้ำที่จะทำให้ประหยัดพลังงาน และ เวลาได้อีกทางหนึ่ง ซึ่งหลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหล และชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะได้กล่าวต่อไป

2.4.1 ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Classification of heat exchanger)

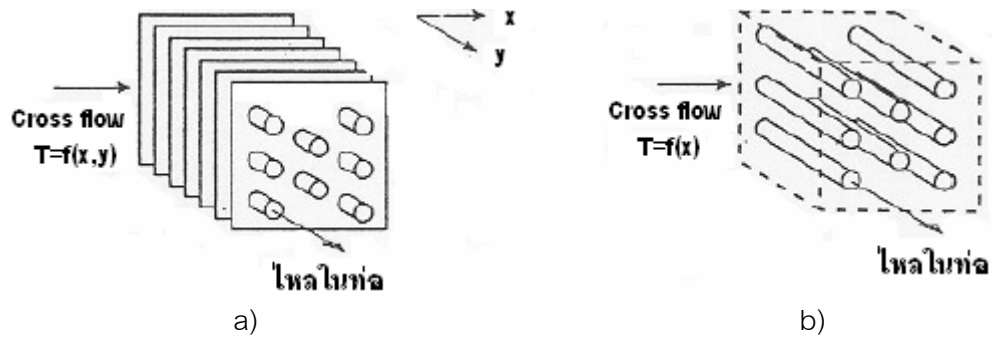
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นหลักโดยทั่วไป จำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 3 แบบคือ

2.4.1.1 แบบท่อสองชั้น (Concentric tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะของท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ส่วนการไหลมีอยู่ 2 แบบคือ ไหลในทิศทางเดียวกัน กับไหลสวนทาง ดังภาพประกอบ



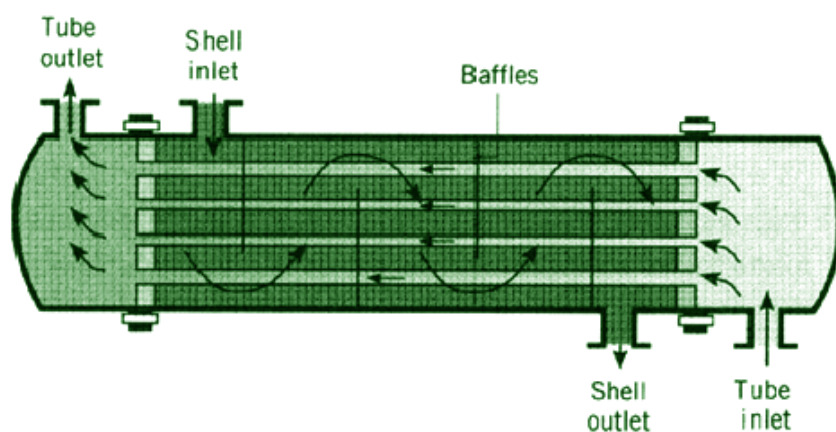
ภาพประกอบ 10 ลักษณะการไหลผ่านท่อสองชั้น a) การไหลแบบขนานกัน b) การไหลแบบสวนทางกัน

2.4.1.2 แบบที่ไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะมีทิศทางตั้งฉากกัน คือ ลักษณะการไหลอาจไหลเดี่ยวเดียวหรือ สองเที่ยว หรือมากกว่านั้นก็ได้



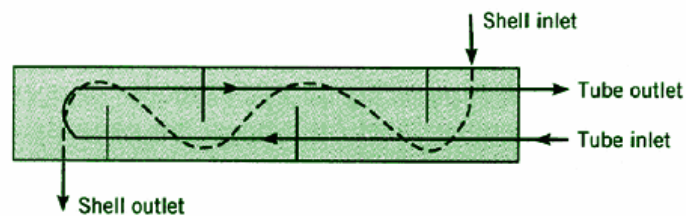
ภาพประกอบ 11 การไหลตั้งฉากกัน a) ติดครีปและของไหลไม่ผสมกัน b) ไม่ติดครีปและของไหลผสมกัน

2.4.1.3 แบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลอย่างเดี่ยวอยู่ในเชลล์ อีกอย่างหนึ่งอยู่ในท่อ ส่วนลักษณะการไหลจะไหลแบบสวนทางหรือขนานกัน อาจทั้งสองอย่างรวมกันในเครื่องเดี่ยวหรืออาจจะไหลตั้งฉากกับท่ออีกด้วย ซึ่งแตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งที่ของไหลแต่ละชนิดไหลผ่านในเปลือก (Shell) และผ่านในหลอด ภาพประกอบ 12 แสดงชนิดที่ง่ายที่สุดคือมีการไหลผ่านในเปลือก และหลอดเพียงครั้งเดียว

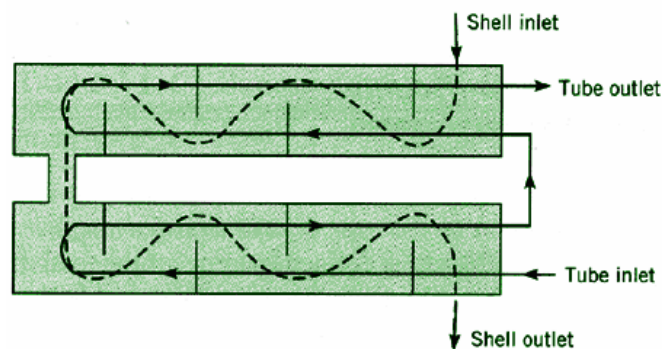


ภาพประกอบ 12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้งและอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดหนึ่งครั้ง โดยของไหลทั้งสองไหลในทิศทางสวนกัน

ตามปกติภายในเปลือกจะมีแผ่นกั้น (Baffles) เพื่อเป็นการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในเปลือก (นอกหลอด) โดยการทำให้การไหลเป็นแบบปั่นป่วน ภาพประกอบ 13 แสดงการจัดการไหลผ่านในเปลือกและในหลอดชนิดอื่นๆ



a)



b)

ภาพประกอบ 13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube a) ของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง อีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้ง b) ของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้งอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสี่ครั้ง

2.4.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

สิ่งสำคัญในการวิเคราะห์เชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)⁽⁴²⁾ มีค่าจำกัดความอยู่ในรูปของความต้านทานความร้อนทั้งหมดสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดซึ่งแยกออกจากกันโดยผนังราบ (อาจมีหลายชั้น) หรือทรงกระบอก อย่างไรก็ตามค่าจำกัดความดังกล่าวใช้ได้เฉพาะในกรณีที่มีพื้นผิวสะอาดและเรียบ (Clean unfinned surfaces) ตามปกติในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นอาจมีการเกิดตะกรันหรือสนิมขึ้น ซึ่งมีผลทำให้พื้นผิวขรุขระและไม่สะอาด ผลดังกล่าวสามารถพิจารณาได้โดยการเพิ่มความต้านทานความร้อนซึ่งมีชื่อเรียกว่าค่า "Fouling factor" ค่าของ Fouling factor ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล รวมทั้งอายุการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนซึ่งมีอุณหภูมิสูงและน้ำซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2-4)$$

$$Q_c = \dot{m}_w C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-5)$$

โดยที่

Q_h	คือ	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน (kW)
Q_c	คือ	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (kW)
\dot{m}_h	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน (kg/s)
\dot{m}_w	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s)
$C_{p,h}$	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศร้อน (J/kgK)
$C_{p,c}$	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kgK)
$T_{h,in}$	คือ	อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า (°C)
$T_{h,out}$	คือ	อุณหภูมิอากาศร้อนขาออก (°C)
$T_{c,in}$	คือ	อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)
$T_{c,out}$	คือ	อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย (Q_{ave}) สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_{ave} = \frac{1}{2}(Q_h + Q_c) \quad (2-6)$$

มีข้อสมมุติฐานดังนี้ (Assumption)

- 1) สภาวะที่สม่ำเสมอ (Steady-state condition)
- 2) คุณสมบัติคงที่ (Constant properties)
- 3) ไม่คิดการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี (Negligible radiation)

เมื่อ U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

$$U = \frac{1}{R_{Total}} \quad (2-7)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คิดจาก A_o สามารถเขียนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \eta_o} + \frac{1}{h_{di} A_{di}} + \frac{1}{h_{do} A_{do}}} \quad (2-8)$$

$$R_1 = \frac{A_o}{A_i h_i} \quad \text{คือ} \quad \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการหาความร้อนภายในท่อ}$$

$$R_2 = \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \quad \text{คือ} \quad \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากความหนาของผนังท่อ}$$

$$R_3 = \frac{1}{A_o h_o} \quad \text{คือ} \quad \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายนอกท่อ กับประสิทธิภาพรวมของครีประบายความร้อน}$$

$$R_4 = \frac{1}{A_{di} h_{di}} \quad \text{คือ} \quad \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากตะกอนที่ผิวภายในท่อ}$$

$$R_5 = \frac{1}{A_{do} h_{do}} \quad \text{คือ} \quad \text{ความต้านทานความร้อนเนื่องจากตะกอนที่ผิวภายนอกท่อ}$$

ในการวิจัยครั้งนี้สมมุติว่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากความหนาของผนังท่อ, ตะกอนที่ผิวภายในท่อและตะกอนที่ผิวภายนอกท่อมีค่าน้อยมาก ดังนั้นจะได้สมการดังนี้

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{1}{h_o \eta_o}} \quad (2-9)$$

คูณสมการ (2-9) ด้วย A_o เพราะฉะนั้น

$$U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}} \quad (2-10)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถหาได้จากการรู้ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่ร้อนและเย็นรวมทั้งค่า Fouling factors แสดงในตาราง 2 และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับกรณีต่างๆ บางกรณีได้สรุปไว้ในตาราง 3

ตาราง 2 ค่า Fouling factors

ประเภทของไหล	R_f (m^2K/W)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (above 50°C)	0.0002-0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

ตาราง 3 ค่า Overall heat transfer coefficient (U)

ประเภทของไหลทำงาน	U ($W/m^2.K$)
Water to water	850-1,700
Water to oil	110-350
Steam condenser (water in tubes)	1,000-6,000
Ammonia condenser (water in tubes)	250-700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25-50
Water to water	850-1,700

2.4.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Log-Mean Temperature Difference ($LMTD$)

ในการออกแบบหรือในการหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องพิจารณาความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนกับตัวแปรต่างๆ เช่น อุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้าและออก ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และพื้นที่ผิวทั้งหมดในการถ่ายเทความร้อน ความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถได้มาจากการใช้กฎทรงพลังงาน (Conservation of energy) กำหนดให้ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของไหลร้อนและเย็น สมมติว่าไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสิ่งแวดล้อมและไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ การสมดุลพลังงาน จะได้ว่า

$$Q_h = \dot{m}_h (i_{h,in} - i_{h,out}) \quad (2-11)$$

และ

$$Q_c = \dot{m}_w (i_{c,out} - i_{c,in}) \quad (2-12)$$

โดยที่ \dot{m} คือค่าอัตราการไหลเชิงมวล, i คือค่าเอนทาลปีของของไหล ตัวห้อย h และ c แสดงถึงของไหลที่ร้อนและเย็น ส่วนตัวห้อย in และ out แสดงถึงสถานะที่ทางเข้าออกของของไหล ถ้าไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะในของไหล และสมมุติว่าความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่ สมการทั้งสองจะกลายเป็น

$$Q_h = \dot{m}_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2-13)$$

และ

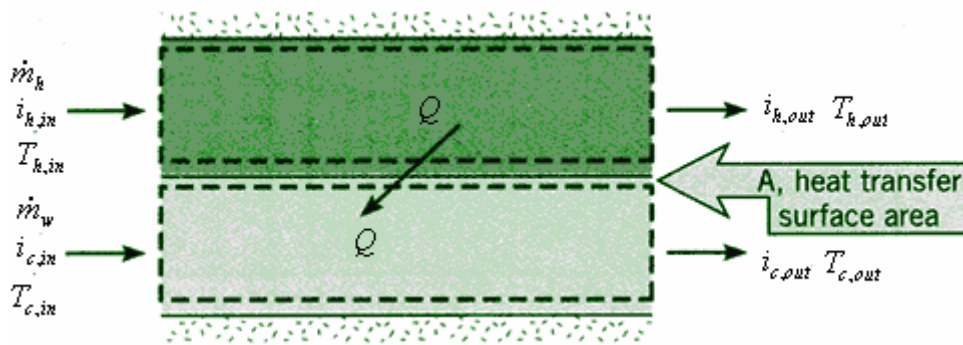
$$Q_c = \dot{m}_w (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-14)$$

โดยที่อุณหภูมิในสมการทั้งสองคืออุณหภูมิเฉลี่ยที่หน้าตัดนั้นๆ สมการ (2-11) สมการ (2-12) สมการ (2-13) และ (2-14) นี้ไม่ขึ้นอยู่กับการจัดรูปและชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อน Q สามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็น โดยที่

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2-15)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนหาได้จากสมการ Newton 's law of cooling โดยที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) อย่างไรก็ตาม ΔT อาจเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องเขียนสมการในรูปใหม่ได้โดยที่ ΔT_m คือค่าเฉลี่ยที่เหมาะสมสำหรับการแตกต่างของอุณหภูมิ สมการ (2-16) สามารถใช้ร่วมกับสมการ สมการ (2-11) สมการ (2-12) สมการ (2-13) และ (2-14) ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ก่อนอื่นเราจำเป็นต้องหา ΔT_m ที่เหมาะสมดังกล่าว

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2-16)$$

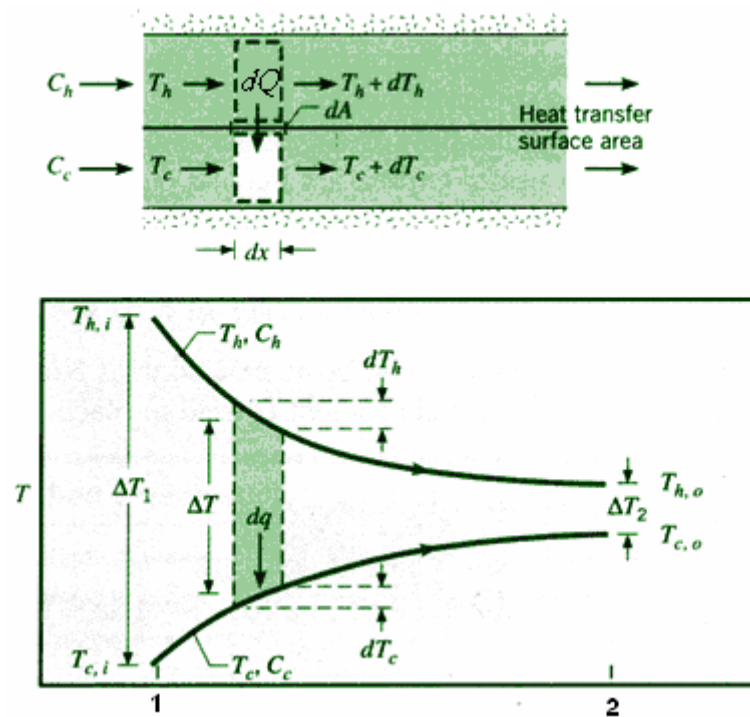


ภาพประกอบ 14 การใช้กฎทรงพลังงานระหว่างของไหลร้อนและเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.4.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (The parallel-flow heat exchanger)

การกระจายของอุณหภูมิในเครื่องถ่ายความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel flow) แสดงในภาพประกอบ 15 เริ่มแรกการแตกต่างของอุณหภูมิ (ΔT) มีค่ามาก และจะลดลงตามระยะ x ที่เพิ่มขึ้น ข้อสำคัญสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ คือ อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่เย็นกว่าจะต้องน้อยกว่าอุณหภูมิของของไหลที่ร้อนที่ทางออกเสมอ ในภาพประกอบ 15 ตัวห้อย 1 และ 2 ใช้แทนปลายตรงข้ามของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเราจะใช้ตัวห้อยตามที่กล่าวนี้ในการพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด สำหรับแบบไหลตามกันจะเห็นว่า $T_{h,i} = T_{h,1}, T_{h,o} = T_{h,2}, T_{c,i} = T_{c,1}$ และ $T_{c,o} = T_{c,2}$ คือรูปแบบของ ΔT_m หาได้จากการใช้กฎทรงพลังงาน กับของไหลขนาดเล็กๆ (Differential elements) ทั้งที่ร้อนและเย็น ของไหลแต่ละชั้นมีความยาว dx และพื้นที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สัมผัสกับของไหลคือ dA ดังแสดงในภาพประกอบ 37 ในการวิเคราะห์กำหนดให้สมมุติฐานดังนี้

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวนสมบูรณ์จึงไม่มีการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม นั่นคือจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉพาะระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นเท่านั้น
- 2) ไม่คิดการนำความร้อนตามแกนของท่อ
- 3) ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์
- 4) ความร้อนจำเพาะของของไหลมีค่าคงที่
- 5) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเป็นค่าคงที่



ภาพประกอบ 15 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน

ตามความจริงแล้วความร้อนจำเพาะของของไหลอาจเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมก็อาจเปลี่ยนแปลงไปตามคุณสมบัติของของไหลและสภาพการไหล อย่างไรก็ตามในหลายกรณีการเปลี่ยนแปลงนี้ไม่มากนัก และเราสามารถใช้ค่าเฉลี่ยสำหรับ $C_{p,c}$, $C_{p,h}$ และ U การใช้กฎทรงพลังงานสำหรับชิ้นของไหลแต่ละชิ้นในภาพประกอบ 15 จะได้ว่า

$$dQ = \dot{m}_h C_{p,h} dT_h \equiv C_h dT_h \quad (2-17)$$

และ

$$dQ = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c \equiv C_c dT_c \quad (2-18)$$

โดยที่ C_h และ C_c เรียก "Heat capacity rates" สำหรับของไหลและเย็นตามลำดับ การอินทิเกรตสมการเหล่านี้ตลอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้สมการ (2-13) และ (2-14) ในขณะเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นผิวที่มีพื้นที่ dA เขียนได้เป็น

$$dQ = U \Delta T dA \quad (2-19)$$

โดยที่ $\Delta T = T_h - T_c$ คือ การแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนและเย็นที่จุดใดๆ (Local) จากสมการ (2-17)

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

แทนค่า dT_h และ dT_c จากสมการได้ (2-17) และ (2-18) จะได้

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

แทนค่า Q จากสมการ (2-19) และอินทิเกรตตลอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \cdot \int_1^2 dA$$

หรือ

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (2-20)$$

แทนค่า C_h และ C_c จากสมการได้ (2-13) และ (2-14) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left(\frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{Q_h} + \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{Q_c} \right) \\ &= -\frac{UA}{Q} (T_{h,in} - T_{c,in} + T_{h,out} - T_{c,out}) \end{aligned}$$

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตามกัน จากภาพประกอบ 37 เห็นว่า $\Delta T_1 = (T_{h,in} - T_{c,in})$ และ $\Delta T_2 = (T_{h,out} - T_{c,out})$ แทนค่าและจัดภาพประกอบสมการข้างบนใหม่จะได้

$$Q = UA \cdot \left\{ \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \right\}$$

เปรียบเทียบสมการข้างบนกับสมการ (2-16) สามารถสรุปได้ว่าค่าเฉลี่ยที่เหมาะสมสำหรับการแตกต่างของอุณหภูมิคือว่า “Log-Mean Temperature Difference” ΔT_{lm} ดังนั้นเขียนได้ว่า

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (2-21)$$

โดยที่

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2-22)$$

และสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &= T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{aligned} \quad (2-23)$$

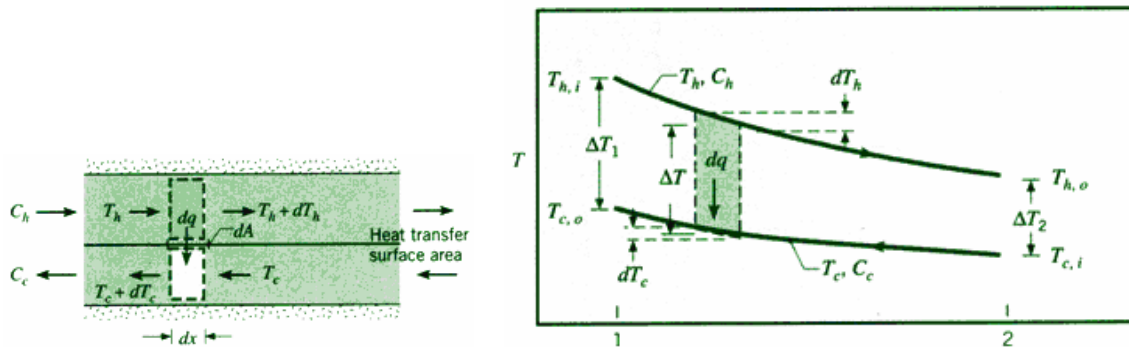
2.4.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน (The counter flow heat exchanger)

การกระจายของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน (Counter flow) แสดงในภาพประกอบ 16 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้แตกต่างกับแบบไหลตามกัน โดยที่ด้านที่ร้อนกว่าของของไหลทั้งสองอยู่ที่ปลายเดียวกัน ส่วนที่เย็นกว่าของของไหลทั้งสองอยู่ที่ปลายเดียวกัน ด้วยเหตุผลนี้ค่า $\Delta T = T_h - T_c$ ที่ระยะ x ใดๆ จึงมีค่าไม่สูงเท่ากับที่ด้านทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน สังเกตได้ว่าอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่เย็นกว่าอาจสูงกว่าอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลที่ร้อนกว่าได้

สมการ (2-13) และ (2-14) สามารถใช้ได้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด และดังนั้น จึงใช้ได้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกันด้วย นอกจากนั้นจากการวิเคราะห์ทำนองเดียวกับที่ได้ทำในหัวข้อ 2.4.3.1 เราก็จะพบว่าสมการ (2-21) และ (2-22) ก็ยังสามารถใช้ได้กรณีนี้ แต่การแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายทั้งสองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกันจะมีภาพประกอบเป็น

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,in} - T_{c,out} \\ \Delta T_2 &= T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,out} - T_{c,in} \end{aligned} \quad (2-24)$$

ในกรณีที่อุณหภูมิตรงทางเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากัน สามารถแสดงได้ว่าค่า Log Mean Temperature Difference สำหรับแบบไหลสวนกันจะมากกว่าแบบไหลตามกัน ($\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$) ดังนั้นสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนค่าหนึ่งๆ พื้นที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกันจึงน้อยกว่าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (โดยสมมติว่าทั้งสองมีค่า U เท่ากัน) และสังเกตได้ว่า $T_{c,out}$ สามารถมีค่าสูงกว่า $T_{h,out}$ ในแบบไหลสวนกันซึ่งเป็นไปไม่ได้ในแบบไหลตามกัน



ภาพประกอบ 16 การกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน

2.4.4 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness-NTU Method

จากหัวข้อที่แล้วเห็นว่าวิธี “Log Mean Temperature Difference” นั้นใช้ได้สะดวกเมื่ออุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้า – ออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถูกกำหนดมาให้หรือสามารถหาได้จากสมการ (2-11) หรือ (2-12) ซึ่งทำให้สามารถหา ΔT_{lm} ได้โดยง่าย อย่างไรก็ตามถ้ากำหนดให้เพียงอุณหภูมิของไหลที่ทางเข้า วิธี $LMTD$ นั้นจะมีความยุ่งยาก ในกรณีนี้เราควรใช้วิธีหนึ่งซึ่งเรียกว่า Effectiveness-NTU method คำนิยามของ “Effectiveness” (ϵ) สามารถนิยามได้ว่าเป็นสัดส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง ต่อ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเป็นไปได้ นั่นคือ

$$\epsilon \equiv \frac{Q}{Q_{max}} \tag{2-25}$$

จากสมการ (2-13) และ (2-14) จะได้

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \tag{2-26}$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{C_o(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2-27)$$

จากคำจำกัดความเห็นว่า $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ประโยชน์ของค่า Effectiveness ก็คือ ถ้ารู้ ε , $T_{h,in}$ และ $T_{c,in}$ ก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงได้จากสมการที่ว่าง

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2-28)$$

และสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ว่าแบบใดๆ สามารถพิสูจน์ได้ว่า

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2-29)$$

โดยที่ C_{\min}/C_{\max} มีค่าเป็น C_c/C_h หรือ C_h/C_c ขึ้นอยู่กับค่าของ C_c และ C_h ส่วน NTU หรือ Number of Transfer Unit เป็นตัวแปรไร้มิติซึ่งใช้กันอย่างกว้างขวางในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและมีคำจำกัดความเป็น

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2-30)$$

เพื่อแสดงถึงการหาความสัมพันธ์ของ ε และ NTU ในสมการ (2-29) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel flow) ซึ่ง $C_{\min} = C_h$ จากสมการ (2-26) จะได้ว่า

$$\varepsilon = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (2-31)$$

และจากสมการ (2-13) และ (2-14) จะได้ว่า

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_h C_{p,h}}{m_c C_{p,c}} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{h,out}} \quad (2-32)$$

จากสมการ (2-20) ที่กำหนดให้

$$\ln\left(\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}}\right) = \frac{-UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2-33)$$

หรือจากสมการ (2-30)

$$\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = \exp\left\{-NTU\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right\} \quad (2-34)$$

ด้านซ้ายมือของสมการสามารถจัดรูปสมการใหม่ได้เป็น

$$\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = \frac{(T_{h,out} - T_{h,in}) + (T_{h,in} - T_{c,out})}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

แทนค่า $T_{c,out}$ จากสมการด้านบนกลายเป็น

$$\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = \frac{(T_{h,out} - T_{h,in}) + (T_{h,in} - T_{c,in}) - (C_{\min}/C_{\max})(T_{h,in} - T_{h,out})}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

แทนค่าสมการด้านบนในสมการ (2-34) และย้ายข้างหา ε จะได้สมการสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-NTU\left[1 + \left(C_{\min}/C_{\max}\right)\right]\right\}}{1 + \left(C_{\min}/C_{\max}\right)} \quad (2-35)$$

สรุปไว้ในตาราง 4 โดยที่ค่า Cr ในตารางคือ “Heat capacity ratio” $Cr = C_{\min}/C_{\max}$

ตาราง 4 ความสัมพันธ์ของ ε และ NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(39)

ลักษณะการไหล	ความสัมพันธ์	สมการ
Concentric tube Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + Cr)]}{1 + Cr}$	(2-35)
Counter flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1 - Cr)]}$	(2-36)
Shell-and-tube One shell pass (2,4,...tube passes)	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + Cr^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(2-37)
n Shell passes (2n,4n,...tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right) - 1 \right]^2 \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 Cr}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 - Cr \right]^{-1}$	(2-38)
Cross flow (single pass) Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{Cr} \right) (NTU^{0.22}) \left\{ \exp[-Cr(NTU)^{0.78}] - 1 \right\} \right]$	(2-39)
C_{\min} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{Cr} \right) \left(1 - \exp\{-Cr[1 - \exp(NTU)]\} \right)$	(2-40)
C_{\max} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp\{-Cr^{-1}[1 - \exp[-Cr(NTU)]]\}$	(2-41)
All exchanger ($Cr = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(2-42)

ในหัวข้อที่ผ่านมาเราได้พิจารณาวิธีที่ใช้ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสองวิธี ซึ่งได้แก่วิธี $LMTD$ และวิธี NTU วิธีทั้งสองสามารถใช้หาผลลัพธ์ได้เช่นเดียวกัน อย่างไรก็ตามวิธี NTU อาจจะสะดวกกว่าในการวิเคราะห์ปัญหาบางประเภท การใช้วิธี $LMTD$ นั้น จำเป็นต้องรู้คุณสมบัติของของไหลทั้งสองที่ทางเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คุณสมบัติเหล่านี้นำไปใช้ในการหา ΔT_{lm} ได้จากสมการ (2-22) ปัญหาที่กำหนดคุณสมบัติดังกล่าวมาให้ มีชื่อเรียกว่า ปัญหาการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger design problems) ที่เรียกเช่นนี้ เพราะมันเป็นปัญหาที่เกี่ยวข้องกับการเลือกชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งคำนวณพื้นที่ผิวของเครื่องเพื่อให้ได้มาซึ่งคุณสมบัติและอัตราการไหลตามที่กำหนด ตัวอย่างเช่นเรารู้ m_w , m_h , $T_{c,in}$ และ $T_{h,in}$ และต้องการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะให้คุณสมบัติ $T_{c,out}$ ที่ต้องการ ในกรณีนี้เราสามารถคำนวณหา Q และ $T_{h,out}$ จากสมการ (2-13) และ (2-14)

ตามลำดับ จากนั้นก็สามารถคำนวณ ΔT_{lm} ได้จากสมการ (2-22) เมื่อได้ค่าเหล่านี้มาก็สามารถนำไปคำนวณหา A ได้จากสมการ (2-21) วิธี NTU ก็สามารถใช้ในการคำนวณหา A นี้ได้โดยเริ่มจากการคำนวณ ε และ (C_{min}/C_{max}) จากนั้นก็สามารถใช้กราฟหรือสมการที่เหมาะสมเพื่อหาค่า NTU ซึ่งสามารถนำไปใช้หา A ได้จากนิยามของ NTU

อีกปัญหาหนึ่งได้แก่เมื่อรู้ประเภทและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลี่ยนความร้อน และจุดประสงค์ของเรา คือการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิของไหลทั้งสองที่ทางออกเมื่อกำหนดให้อัตราการไหลและอุณหภูมิของไหลที่ทางเข้า ปัญหานี้มีชื่อเรียกว่าปัญหาการคำนวณสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger performance calculation) แม้ว่าปัญหานี้อาจคำนวณได้โดยวิธี $LMTD$ แต่มันก็เป็นไปในลักษณะยุ่งยาก คือต้องสมมุติค่าจนกว่าจะได้คำตอบที่ถูกต้อง (เรียกวิธี Iterative procedure) ตัวอย่างเช่นเราอาจเดาอุณหภูมิ $T_{c,out}$ และหา Q และ $T_{h,out}$ จากสมการ (2-13) และ (2-14) ตามลำดับ จากนั้นก็สามารถคำนวณค่า ΔT_{lm} ได้ และนำไปใช้ในการหา Q จากสมการ (2-21) ถ้าค่า Q ที่ได้ใกล้เคียงกับที่ได้จากสมการ (2-14) แสดงว่าเราได้ค่าต่างๆ ถูกต้องตามที่ต้องการ แต่ถ้าไม่ใกล้เคียงก็ต้องสมมุติ $T_{c,out}$ ใหม่จนกว่าจะได้ Q ที่ใกล้เคียงกัน ปัญหาดังกล่าวจะหมดไปถ้าเราใช้วิธี NTU โดยจากการที่เรารู้ประเภทและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งอัตราการไหลของของไหล เราก็สามารถหา NTU และ (C_{min}/C_{max}) ได้

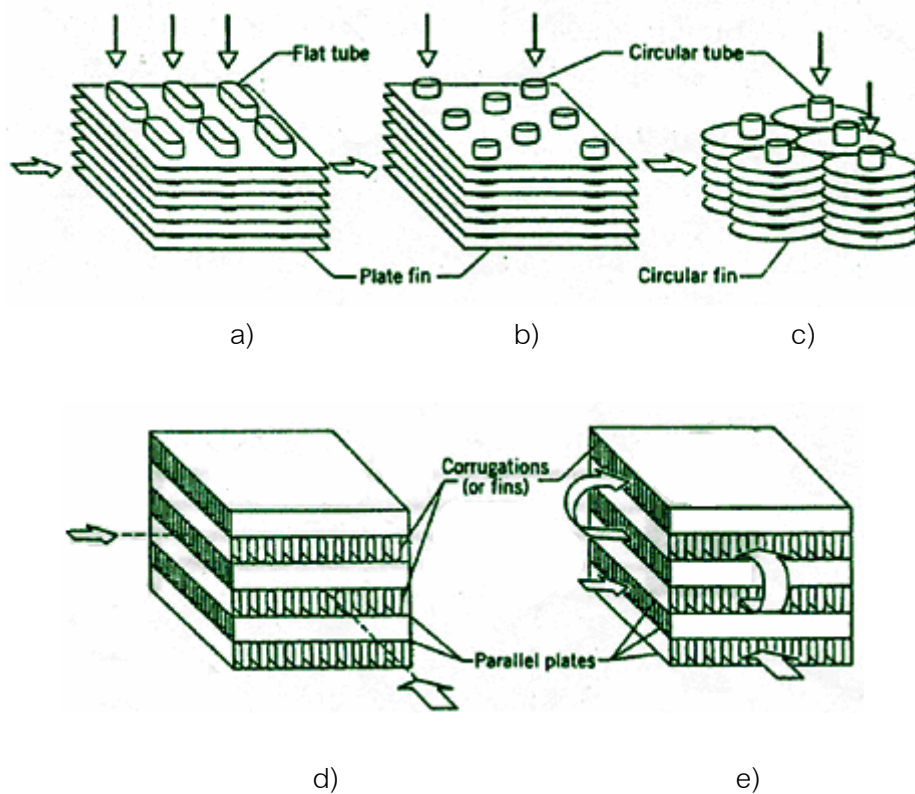
2.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด (Compact heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการจะลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เล็กที่สุดแต่มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย m^2) กับปริมาตร (ในหน่วย m^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 660 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง(37) ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลว และกำลังทางกลที่ใช้ส่งของเหลวให้เคลื่อนที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับของไหลมีความหนาแน่นสูง กำลังที่ใช้โดยทั่วไปจะมีความสัมพันธ์น้อยกับอัตราการถ่ายเทความร้อน นั่นคือ ผลของกำลังเนื่องจากแรงเสียดทานไม่มีผลเท่าไร แต่กับของไหลที่มีความหนาแน่นน้อย เช่น ก๊าซพลังงานทางกลจะถูกเปลี่ยนเป็นความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทาน ซึ่งจะมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ในส่วนนี้ต้องการคำนึงถึงสำหรับกรณีที่มีอัตราการไหลมากๆ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิว สามารถเพิ่มขึ้นได้โดยความเร็วในการไหลของเหลวและกำลังเนื่องจากแรงเสียดทานที่ใช้ก็เพิ่มขึ้นด้วย แต่ในกรณีนี้ค่าของกำลังจะเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ซึ่งผู้ออกแบบ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคำนึงถึง ผลของอัตราการถ่ายเทความร้อนและแรงเสียดทานหรือความดันตกคร่อม ซึ่งจะกำหนดเอาตามลักษณะของประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ถ้ากำลังเนื่องจากแรงเสียดทาน (Friction – power) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นสูง อาจจะทำให้ลดลงได้โดยลดความเร็วของการไหลลง โดยเพิ่มจำนวนช่องทางไหลของของเหลวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวลดลง แต่จะพิจารณากำลังเนื่องจากแรงเสียดทานให้น้อยลงมากกว่า ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถทำให้เพิ่มขึ้นได้ โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการไหลของอากาศร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กำลังเนื่องจากแรงเสียดทานจะถูกจำกัดโดย ใช้อากาศร้อนมีความเร็วต่ำ ซึ่งผลของอากาศร้อนที่ความเร็วต่ำและค่าการนำความร้อนที่น้อยจะมีผลทำให้ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวต่ำด้วย ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Gas to liquid จึงต้องมีพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนมากอาจจะต้องการพื้นที่ผิวมากถึง 10 เท่าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Liquid to liquid ในการพิจารณาดังกล่าวนั้น มีการนำไปพัฒนาหลาย ๆ ทาง สำหรับโครงสร้างของพื้นที่ผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับการประยุกต์ใช้งานที่มีการไหลของอากาศร้อน ซึ่งมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิวมาก จะถูกเรียกว่า Compact heat exchanger และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้จะประยุกต์ใช้ในการไหลของอากาศร้อนในกรณีนี้จะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำ ท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจจะมีลักษณะแบนหรือกลมเช่นในภาพประกอบ 17 a) และ 17 b) และครีบบางอาจเป็นแผ่นหรือเป็นวงกลมเช่นในภาพประกอบ 17 a), 17 b) หรือ 17 c) ตามลำดับ ช่องทางการไหลในอุปกรณ์ชนิดนี้มักจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก ($D_h \leq 5 \text{ mm}$) และการไหลส่วนมากจะเป็นแบบราบเรียบ แต่ส่วนใหญ่จะคำนึงถึงน้ำหนักและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสำคัญ

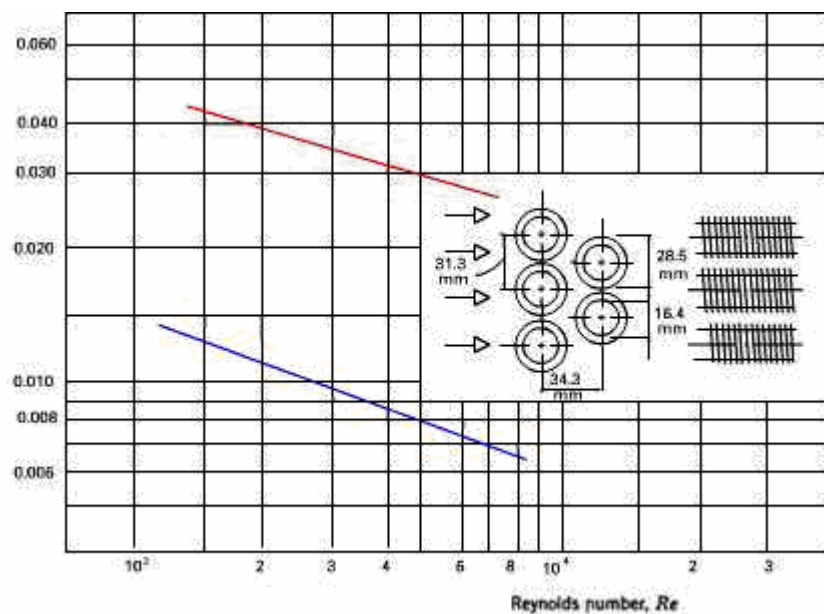


ภาพประกอบ 17 แกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด a) แบบติดครีบบนแผ่นด้านนอกเข้ากับท่อแบน b) แบบติดครีบบนแผ่นเข้ากับท่อกลม c) แบบติดครีบกกลมเข้ากับท่อกลม d) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านครั้งเดียว) e) แบบ Plate-fin (ของไหลผ่านหลายครั้ง)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด (Compact heat exchangers) มักถูกนำมาใช้เมื่อต้องการให้พื้นที่ผิวของการส่งถ่ายความร้อนมีค่ามาก และของไหลอย่างน้อยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซ อัตราการถ่ายเทความร้อนและลักษณะการไหลสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปแบบลักษณะหนึ่งๆ ตามปกติแล้วจะเขียนเป็นกราฟเช่นในภาพประกอบ 18 และ 19 ซึ่งเป็นการเขียนค่า f (Friction factor) และค่า j_H (Colburn j factor ; $j_H = St \cdot Pr^{2/3}$) ค่าค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ($Re = \frac{GD_h}{\mu}$) ซึ่งคำนวณจากค่า "Maximum mass velocity"

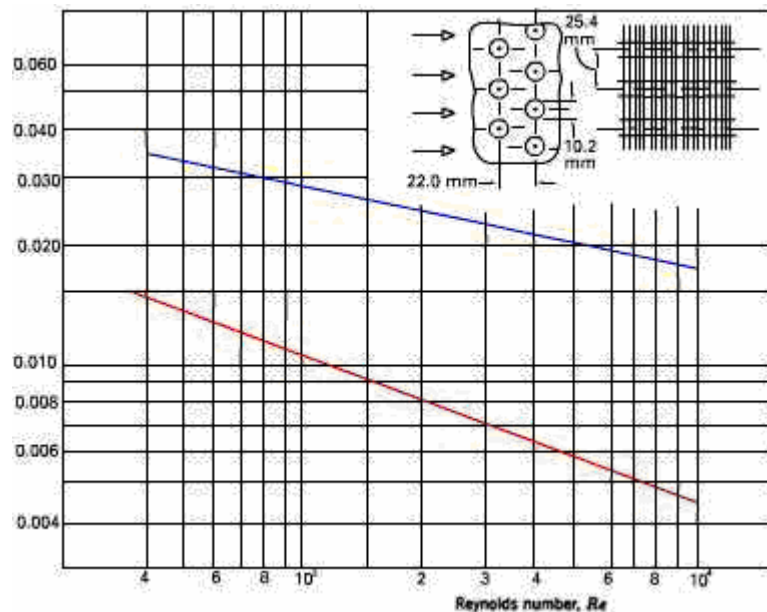
$$G \equiv \rho V_{\max} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{ff}} \quad (2-43)$$

ค่า σ คือสัดส่วนของพื้นที่การไหลอิสระ และ A_{ff} คือพื้นที่หน้าตัดในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล ต่อพื้นที่ “Frontal area” (A_{fr}) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่า D_h คือ Hydraulic diameter สำหรับช่องทางการไหล α คือ พื้นที่ผิวที่มีการถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน A_f/A คือ สัดส่วน ของพื้นที่ที่ครีบท่อพื้นที่ผิวทั้งหมด และตัวแปรอื่นๆ จะให้ไว้ในภาพประกอบ 18 และ 19 สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นั้นๆ สัดส่วน A_f/A ในการคำนวณออกแบบนั้น ค่า α จะใช้ในการหาปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลังจากที่เราหาพื้นที่ผิวทั้งหมดมาได้ แต่สำหรับการคำนวณสมรรถนะมันจะใช้ในการหาพื้นที่ผิวทั้งหมดจากปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนดมาให้



เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, D_e	=	16.4 mm
ระยะพิชของครีบท่อ	=	275 / m
ที่ไหลผ่านช่องทางผ่าน, D_h	=	6.68 mm
ความหนาของครีบท่อ	=	0.254 mm
พื้นที่ไหลอิสระ/พื้นที่ด้านหน้า σ	=	0.449
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน/ปริมาตรทั้งหมด α	=	269 m ² /m ³
พื้นที่ของครีบท่อ/พื้นที่ทั้งหมด	=	0.830

ภาพประกอบ 18 ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และค่า Fouling factors สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดกะทัดรัด ซึ่งมีลักษณะเป็นครีบท่อกลมติดเข้ากับท่อกลม



เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, D_e	=	10.2 mm
ระยะพิชของครีป	=	315 / m
ที่ไหลผ่านช่องทางผ่าน, D_h	=	3.63 mm
ความหนาของครีป	=	0.330 mm
พื้นที่ไหลอิสระ/พื้นที่ด้านหน้า σ	=	0.534
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน/ปริมาตรทั้งหมด α	=	587 m ² /m ³
พื้นที่ของครีป/พื้นที่ทั้งหมด	=	0.913

ภาพประกอบ 19 ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และค่า Fouling factors สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดกะทัดรัด ซึ่งมีลักษณะเป็นครีปแบบแผ่นต่อเนื่องติดเข้ากับท่อกลม

คุณลักษณะของความดันตกคร่อม (Pressure drop) และการถ่ายเทความร้อนสำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดส่วนใหญ่จะหามาจากผลการทดลอง ซึ่งจะพบว่าเป็นกลุ่มตัวแปรไร้หน่วย ในที่นี้จะแสดงความเกี่ยวพันของตัวแปรต่างๆ เช่น Stanton prandit และ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดแบบ In – line tube bank และ Staggered tube bank พบว่าความดันตกคร่อมเป็นผลมาจากการจำกัดพื้นที่ที่การไหลให้แคบลง โดยการเปลี่ยนขนาดของพื้นที่การไหล และการขยายตัวอย่างอิสระเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดแล้ว ความดันตกคร่อมเนื่องจากแรงเสียดทาน และขึ้นอยู่กับตำแหน่งการถ่ายเทความร้อนอีกด้วย

ผลของความดันที่เปลี่ยนแปลงจากการหน่วงหรือการเร่งของของไหล สุดท้ายของไหลที่ออก จากกลุ่มของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นความดันตกคร่อมที่สูญเสียไป

ดังนั้นความดันตกคร่อมรวม (Total pressure drop) สำหรับการไหลของของไหลผ่าน Compact heat exchanger

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left\{ (1 + \sigma^2) \left[\frac{v_o - 1}{v_i} \right] + \frac{\int A}{A_{ff}} \cdot \frac{v_m}{v_i} \right\} \quad (2-44)$$

โดยที่ v_i และ v_o คือ ปริมาตรจำเพาะของของไหลตรงทางเข้าและทางออก ตามลำดับ และ $v_m = \frac{(v_i + v_o)}{2}$

2.6 หลักการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Combine Heat and Power : CHP)

พลังงานที่เหลือจากการใช้ หรือความร้อนปล่อยทิ้ง (Wasted heat) หมายถึง พลังงานความร้อนที่มีอยู่ในอากาศ ก๊าซ น้ำ หรือของเหลวอื่นที่ปล่อยทิ้งจากระบบการไคระบบการหนึ่ง หรืออุปกรณ์ใดอุปกรณ์หนึ่ง โดยทั่วไป พลังงานที่เหลือนี้ไม่เหมาะสมสำหรับใช้ประโยชน์ในระบบการหรืออุปกรณ์นั้นๆ อีกแล้ว แต่ยังอาจใช้ประโยชน์ในงานอื่นได้ ตัวอย่างความร้อนปล่อยทิ้ง เช่น ก๊าซไอเสียที่ปล่อยทิ้งจากหม้อไอน้ำ เตาอบ เตาเผาชนิดต่างๆ ซึ่งตามปกติยังมีอุณหภูมิสูงสามารถนำมาใช้ประโยชน์อีกได้ เช่น ใช้ทำน้ำร้อน ใช้อุ่นอากาศ หรืออุ่นวัสดุที่จะป้อนเข้าเตา ใช้ผลิตไอน้ำเพื่อขับเคลื่อนไอน้ำ หรือใช้ผลิตไอน้ำป้อนให้แก่ระบบทำน้ำเย็นแบบดูด เป็นต้น และอีกตัวอย่างหนึ่งได้แก่ ก๊าซไอเสียที่ปล่อยทิ้งจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงในการผลิตกระแสไฟฟ้าที่ใช้ในครัวเรือนสามารถผลิตน้ำร้อน หรือน้ำอุ่น (ในกรณีที่เป็นน้ำสะอาด) โดยใช้อุปกรณ์ที่เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เพื่อในการอุปโภคและบริโภคภายในครัวเรือน หรือชุมชน

ความร้อนทิ้งมักจะจำแนกตามระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งนั้นๆ เนื่องจากอุณหภูมิเป็นตัววัดระดับคุณภาพหรือคุณค่าของความร้อนทิ้งโดยตรง ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงจะมีคุณภาพสูงกว่าความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำ การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ จึงต้องเลือกให้เหมาะสมกับคุณภาพของความร้อนทิ้ง โดยปกติเรามักแบ่งความร้อนออกเป็น 3 กลุ่ม คือ กลุ่มอุณหภูมิสูง กลุ่มอุณหภูมี่ปานกลาง และกลุ่มอุณหภูมิต่ำ

ตาราง 5 แสดงแหล่งความร้อนและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง ซึ่งมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 600 – 1,600 °C ความร้อนทิ้งเหล่านี้ถือว่ามีคุณภาพหรือคุณค่าสูงในแง่ที่ว่า มีความเป็นไปได้ที่จะใช้ประโยชน์ความร้อนทิ้งเหล่านี้ในการผลิตกำลังงาน เช่น ใช้ความร้อนทิ้งนี้ในการผลิตไอน้ำ

ความดันสูงเพื่อใช้ขับเคลื่อนไอน้ำ ซึ่งเป็นแหล่งพลังงานทางกลได้ ในกรณีนี้มีความเป็นไปได้สูงที่จะใช้ระบบพลังงานร่วมเพื่อผลิตกำลังงาน (ไฟฟ้า) ร่วมกับความร้อนสำหรับกระบวนการผลิต

ตาราง 5 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง⁽⁴⁰⁾

แหล่งความร้อน	อุณหภูมิ °C
Aluminum refining furnace	650 - 750
Zinc refining furnace	750 - 1,100
Copper refining furnace	750 - 800
Steel heating furnace	900 - 1,050
Copper reverberatory furnace	900 - 1,100
Cement kiln (dry process)	600 - 750
Glass melting furnace	1,000 - 1,550
Solid waste incinerator	650 - 1,000
Fume incinerator	650 - 1,450

ความร้อนทิ้งในช่วงอุณหภูมิ 200 - 600 °C จัดเป็นความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง ตาราง 6 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์หรือกระบวนการที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วงนี้ ความร้อนทิ้งเหล่านี้มีความเป็นไปได้ที่จะนำไปใช้กับกังหันไอน้ำสำหรับการผลิตกำลังงาน โดยอุณหภูมิของความร้อนทิ้งในช่วงนี้นับว่ามีความเหมาะสมสำหรับใช้เป็นแหล่งความร้อนในกระบวนการผลิตเช่นกัน

ตาราง 6 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง⁽⁴⁰⁾

แหล่งความร้อน	อุณหภูมิ °C
Steam boiler exhaust	220 - 380
Gas turbine exhaust	380 - 540
Reciprocating engine exhaust	320 - 600
Heat treating furnace	420 - 650
Drying and baking oven	220 - 600
Annealing furnace cooling system	420 - 650

ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำ หมายถึง ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิในช่วง 35 - 200 °C (ตาราง 7) ความร้อนทิ้งกลุ่มนี้ไม่เหมาะสมที่จะใช้ประโยชน์ในด้านการผลิตกำลังงาน หรือการผลิตไอน้ำ เนื่องจากจะได้ไอน้ำความดันต่ำมาก ส่วนใหญ่จึงมุ่งไปที่การใช้ประโยชน์ทางด้านความร้อนโดยตรงในการให้ความร้อนเบื้องต้น ตัวอย่างเช่น การอุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ การอุ่นของเหลว (เช่น น้ำเชื่อม) ในกระบวนการผลิต เป็นต้น

ตาราง 7 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ(40)

แหล่งความร้อน	อุณหภูมิ °C
Process steam condensate	50 - 90
Cooling water from:	
● Injection molding machine	35 - 90
● Annealing furnace	65 - 220
● Air compressor	30 - 50
● Internal combustion engine	65 - 120
● Air conditioning and refrigeration condenser	35 - 45
● Drying, baking and curing oven	90 - 220
● Hot-processed liquid	35 - 220

ความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียเตาเผาอุตสาหกรรมจัดอยู่ในกลุ่มความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ นับเป็นแหล่งความร้อนที่สำคัญแหล่งหนึ่งซึ่งสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้หลายอย่าง เช่น ใช้ให้ความร้อนแก่อากาศเผาไหม้โดยใช้เครื่องอุ่นอากาศแบบ Recuperator หรือแบบ Regenerator ใช้ในการผลิตไอน้ำสำหรับผลิตกำลังงานด้วยกังหันไอน้ำ หรือสำหรับป้อนให้แก่ Absorption chiller เป็นต้น

โดยทั่วไปแล้วนั้น ยังสามารถแยกลักษณะของการนำพลังงานสูญเสียกลับมาใช้ใหม่ ตามลักษณะการถ่ายเท พลังงานได้เป็น 2 ประเภทคือ การนำพลังงานมาใช้แบบตรง (Direct) และแบบอ้อม (Indirect) ซึ่งทั้ง 2 ประเภทนั้นสามารถประยุกต์ใช้ได้กับสารตัวกลาง ที่เป็นทั้งก๊าซและของเหลว เช่น อากาศและน้ำ เป็นต้น โดยมีรายละเอียดดังนี้

2.6.1 การนำพลังงานสูญเสียมาใช้แบบตรง (Direct heating)

ในโรงงานอุตสาหกรรมที่มีกระบวนการแยกน้ำออกจากสารชนิดอื่น โดยหากสามารถนำความร้อนมาใช้ให้น้ำที่ต้องการแยกออก มีอุณหภูมิสูงขึ้นอีกประมาณ 10°C จะสามารถปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบแยกน้ำได้สูงสุดอีก 5% เนื่องจากน้ำจะมีค่าความหนืดที่ต่ำ ที่อุณหภูมิสูง (เมื่อเทียบกับ ของเหลวอื่นๆ ในระบบอุตสาหกรรม) ดังนั้นจึงอาศัย หลักการความแตกต่างของค่าความหนืดนี้ในการแยกน้ำ โดยการดำเนินการให้ความร้อนแก่น้ำที่นิยมทั่วไปคือ การพ่นหรือสเปรย์ละอองน้ำให้สูงประมาณ 4-5 m บนคูลลิ่งทาวเวอร์ (Cooling tower) ที่พ่นตกลงมาตามแรงโน้มถ่วงและตกผ่านอากาศที่ได้มาจากแหล่งความร้อนทั้งทางด้านล่าง ซึ่งโดยทั่วไปแล้วการดำเนินการในลักษณะนี้จะมีระยะเวลาในการคืนทุนสั้นมาก

2.6.2 การนำพลังงานสูญเสียมาใช้ทางอ้อม (Indirect heating)

นอกเหนือไปจากการนำพลังงานสูญเสียมาใช้ทางตรงแล้ว ยังมีอีกลักษณะหนึ่งของการนำพลังงานสูญเสียกลับมาใช้ประโยชน์ นั่นคือ การนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) มาใช้เป็นอุปกรณ์กลางในการทำหน้าที่แลกเปลี่ยนพลังงานกันระหว่างสารทำงานอย่างน้อย 2 ชนิด ซึ่งเรียกวิธีการลักษณะนี้ว่า การนำพลังงานสูญเสียมาใช้ทางอ้อม โดยมีลักษณะการทำงานเบื้องต้น ดังตัวอย่างเช่น อากาศร้อนที่ผ่านกระบวนการผลิตแล้วจะถูกนำเข้ามาสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะมีคุณลักษณะของเครื่องที่มีการถ่ายเทความร้อนได้ดี ความร้อนจากอากาศร้อนนี้จะถูกถ่ายเทตามธรรมชาติผ่านผนังหรือครีปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปสู่อากาศหรือของเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำ ทำให้อากาศหรือ ของเหลวนั้นมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นได้ ซึ่งเป็นวิธีที่ได้รับความนิยมสูงมาก

แต่สำหรับความร้อนทั้งจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอกจัดอยู่ในกลุ่มความร้อนที่อุณหภูมิปานกลาง (มีอุณหภูมิระหว่าง $220 - 650^{\circ}\text{C}$) นับเป็นแหล่งความร้อนที่สำคัญแหล่งหนึ่งซึ่งสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้ ซึ่งเป็นการนำพลังงานสูญเสียมาใช้ทางอ้อม โดยการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดมาใช้เป็นอุปกรณ์กลางในการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเพื่อนำมาผลิตเป็นน้ำร้อนใช้ในบ้านพักอาศัย ซึ่งเป็นวิธีที่ได้รับความนิยมสูงมาก

2.6.3 ข้อเสียของอุปกรณ์นำความร้อนที่กลับมาใช้ประโยชน์ (Heat recovery)

- 2.6.3.1 การออกแบบให้ใช้กับระบบขณะเดินเครื่องด้วยภาระต่างๆ จะมีความยุ่งยาก
- 2.6.3.2 ถ้าหากการเผาไหม้ไม่สะอาดจะมีปัญหาการอุดตัน
- 2.6.3.3 พัดลมต้องสร้างแรงดันมาก เพราะตัวอุปกรณ์จะเป็นตัวต้านลม
- 2.6.3.4 ต้องเอาใจใส่ในการเดินเครื่องและบำรุงรักษา

2.6.3.5 ต้องให้เกิดการกัดกร่อน (Cole-end corrosion) น้อยที่สุด การกัดกร่อนภายนอกเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ต้องคำนึงถึงในการออกแบบอุปกรณ์นำความร้อนที่กลับมาใช้ประโยชน์

2.7 เงื่อนไขการเลือกและการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมหมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์ และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

2.7.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical properties of fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่ต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จนเกิดการกีดขวางการไหลหรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกค้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.7.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating conditions)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเปลือก (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์ (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด ควรจะพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่มีการเดินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบพัคๆ ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้

ในการเดินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

2.7.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical properties of fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสผิวของการไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

2.7.4 ขั้นตอนของการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ได้ผลดีที่สุด ขึ้นอยู่กับชนิดของการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ความต้องการให้มีน้อยที่สุดทางด้านน้ำหนัก ปริมาตร พื้นที่ผิว ค่าใช้จ่ายเริ่มต้น ค่าใช้จ่ายเริ่มต้นขณะทำงาน ความดันตกคร่อม และต้องการอัตราการถ่ายเทความร้อนให้มีมากที่สุด ดังนั้น การศึกษาเพื่อนำไปสู่จุดที่ดีที่สุดของการออกแบบทางด้านความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ควรจะถูกปฏิบัติและคำนวณอย่างซ้ำๆ สำหรับการออกแบบ จนกระทั่งได้จุดที่เหมาะสมของการออกแบบ

ขั้นตอนแรกในการหาจุดที่ดีที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ ปัญหาทางด้านอัตราและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปัญหาทางด้านอัตรา คือ การหาอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อน และความดันตกคร่อม โดยทั่วไปสิ่งที่ต้องกำหนดในด้านปัญหาเรื่องอัตรา คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รูปทรงเรขาคณิตของผิว การจัดเรียงอัตราการไหลเชิงมวล อุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อน และขนาดรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ส่วนปัญหาในด้านขนาด จะเกี่ยวกับเรื่องในการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดคล้องกับอัตราการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมที่ลดลง ผู้ออกแบบต้องเลือกชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การจัดเรียง รูปทรงเรขาคณิตของผิวทั้ง 2 ด้าน โดยทั่วไปสิ่งที่ต้องกำหนดในด้านปัญหาเรื่องก็คือ อุณหภูมิขาเข้าและขาออกของอากาศร้อน อัตราการไหลเชิงมวล ความดันตกคร่อม และอัตราการถ่ายเทความร้อน

ขั้นตอนของการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ในการคำนวณเกี่ยวกับปัญหาทางด้านอัตราและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะประกอบไปด้วยขั้นตอนดังนี้

2.7.4.1 ลักษณะจำเพาะของการออกแบบ (Design specification)

ข้อมูลจำเพาะที่ใช้ในการออกแบบ ได้แก่ ลักษณะของการจัดเรียง, รูปทรงทางเรขาคณิต, สภาวะการทำงาน, อุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนและน้ำ, ความดัน, อัตราการไหลเชิงมวล และขนาดทั้งหมด

2.7.4.2 คุณสมบัติของของไหล (Fluid properties)

คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของอากาศร้อนและน้ำ เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ตัวนำความร้อน และ Prandtl number ควรจะอยู่ในรูปของความสัมพันธ์กับอุณหภูมิ

2.7.4.3 ขนาดและรูปร่าง (Metric geometry)

ข้อมูลจะประกอบไปด้วย รูปทรงเรขาคณิต ควรจะถูกเตรียมไว้แต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ประกอบไปด้วย พื้นที่หน้าตัดในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล, พื้นที่ "Frontal area" (A_{fr}), Hydraulic diameter สำหรับช่องทางการไหล (D_h) ขนาดของครีบสำหรับคำนวณหาประสิทธิภาพของครีบ

2.7.4.4 ความสัมพันธ์ของ ε และ NTU

วิธีที่ใช้ในการออกแบบความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ประกอบไปด้วยสมการแสดงความสัมพันธ์ของ ε และ NTU ความสัมพันธ์นี้จะสามารถใช้หา ε เมื่อ NTU และ $Cr = C_{min}/C_{max}$ หาได้ และจะสามารถใช้ NTU

2.7.4.5 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความเสียดทาน (h and f relation)

คุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อน และ ค่า Fouling factors ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดโดยทั่วไปจะถูกกำหนดไว้ในรูปแบบของฟังก์ชันกับ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ข้อมูลควรจะถูกจัดไว้รูปของสมการแสดงความสัมพันธ์

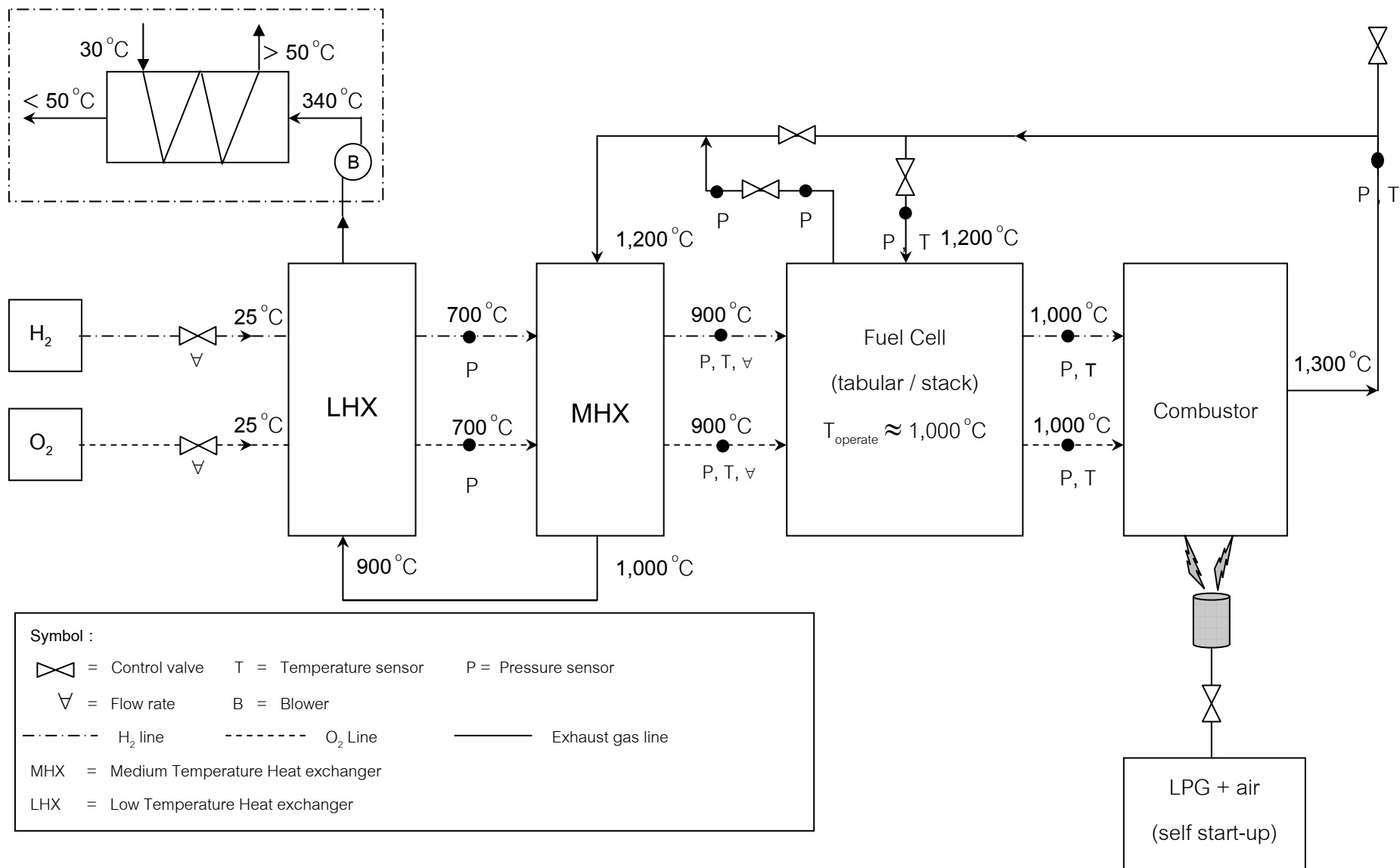
2.7.4.6 ประสิทธิภาพของครีบ (Fin efficiency)

เมื่อมีพื้นที่ผิวถูกต้องยื่นออกไปถูกใช้ในการถ่ายเทความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ประสิทธิภาพของครีบ และพื้นที่ครีบต่อพื้นที่ผิวทั้งหมด ต้องใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงมีสมการในการหาประสิทธิภาพของครีบและข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณด้วย

2.7.4.7 ความสัมพันธ์ของความดันตกคร่อม (Pressure drop relation)

ความดันตกคร่อมสำหรับการไหลของอากาศร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดขึ้นเนื่องมาจาก ความเร็ว, ความหน่วง, แรงเสียดทาน, การหดตัวและการขยายตัวของของเหลวที่บริเวณทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ต้องมีการจัดเตรียมสมการสำหรับใช้ในการคำนวณ

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการออกแบบและวัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะเดียวกันยังต้องคำนึงถึงมากในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง ต้องเน้นขนาดกะทัดรัด (Compactness) เพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีควรมีขนาดกะทัดรัด เพื่อลดผิวสัมผัสกับสิ่งแวดล้อมอันเป็นสาเหตุของการสูญเสียพลังงานความร้อนโดยไม่จำเป็น โดยเฉพาะอุปกรณ์ที่ทำงานที่อุณหภูมิสูงนั้นจะมีการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของการแผ่รังสีร่วมอยู่ด้วยอย่างมีนัยสำคัญ โดยมีตัวชี้วัดที่สำคัญคืออัตราส่วนพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อปริมาตร ในกรณีที่มีค่าอัตราส่วนดังกล่าวสูง อุปกรณ์ก็จะมีขนาดกะทัดรัดมากกว่าอุปกรณ์ที่มีค่าดังกล่าวต่ำ นั่นเอง และการไหลแบบสวนทางกันระหว่างอากาศร้อนกับน้ำนั้น เป็นรูปแบบที่ใช้กันทั่วไปเนื่องจากจะทำให้มีความแตกต่างของอุณหภูมิสูงตลอดช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าแบบที่ไหลตามกัน



ภาพประกอบ 3 ตัวอย่างรูปแบบหนึ่งของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง

บทที่ 3

การออกแบบและวิธีการดำเนินการ ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

สำหรับในบทนี้เป็นการออกแบบ สร้าง และทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง ก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก ในการที่จะนำไปผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ประโยชน์ในครัวเรือน หรือในชุมชน และลดระดับอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ไหลออกมาให้มีระดับอุณหภูมิเป็นที่ยอมรับได้ในการปล่อยสู่บรรยากาศ ทำให้เป็นการลดมลภาวะด้านความร้อนอันเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดภาวะโลกร้อนขึ้น ซึ่งได้แบ่งออกเป็น 5 หัวข้อ ดังนี้

หัวข้อ 3.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

หัวข้อ 3.2 อุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นต้องใช้ในการทดสอบ

หัวข้อ 3.3 การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

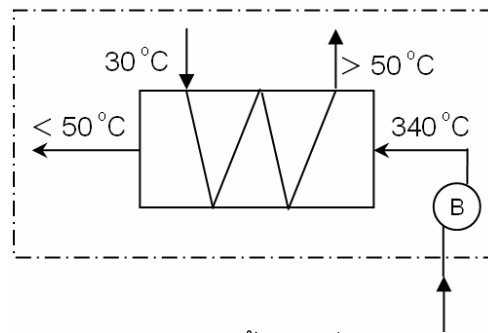
หัวข้อ 3.4 กรณีศึกษา : ขั้นตอนและวิธีการการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

หัวข้อ 3.5 วิธีการวิเคราะห์และนำเสนอผลการวิเคราะห์

3.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

จากบทที่ผ่านมาได้กล่าวถึงทฤษฎีต่างๆ รวมทั้งการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะพบว่าการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดด้วยวิธี Log-Mean Temperature Difference (*LMTD*) ไม่สามารถหาได้ ดังนั้นจึงใช้วิธี Effectiveness-*NTU* method โดยจำลองสภาพข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องให้ใกล้เคียงกับค่าต่างๆ ที่ได้จากก๊าซไอเสียของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง โดยก๊าซไอเสียถูกกำหนดให้เป็นอากาศร้อน

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นต้องอาศัยข้อมูลทางเทคนิคและเงื่อนไขที่ต้องการสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในงานวิจัยนี้ได้ประมาณขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากอุณหภูมิของอากาศร้อนที่นำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ ซึ่งมีข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการออกแบบดังภาพประกอบ 20



ภาพประกอบ 20 ข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการออกแบบ

จากภาพประกอบ 20 แสดงค่าตัวแปรที่สภาวะทางเข้าและออกดังนี้

สภาวะทางเข้า

- อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน (\dot{m}_h) 0.00353, 0.00377 และ 0.00404 kg/s
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w) 0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s
- อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าประมาณ ($T_{h,in}$) 200 – 340 °C
- อุณหภูมิน้ำขาเข้าประมาณ ($T_{c,in}$) 30 °C

สภาวะทางออก

- อุณหภูมิอากาศร้อนขาออกประมาณ ($T_{h,out}$) < 50 °C
- อุณหภูมิน้ำขาออกประมาณ ($T_{c,out}$) 60 °C
- อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) kW
- ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน-จำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\varepsilon - NTU$)

ค่าคงที่สำหรับการคำนวณ

- ค่าความจุความร้อนของอากาศร้อน ($C_{p,h}$) 1.023 kJ/kg.K
- ค่าความจุความร้อนของน้ำ ($C_{p,c}$) 4.18 kJ/kg.K
- ความหนาแน่นของอากาศร้อน (ρ) 0.793 kg/m³

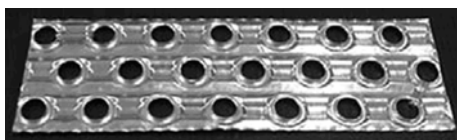
ความร้อนทิ้งที่ต้องการป้อนแก่น้ำเพื่อใช้ในการผลิตน้ำร้อนจากน้ำอุณหภูมิ 30 °C เป็นน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 60 °C สามารถคำนวณหาค่าความร้อนที่ให้กับระบบ จากอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จากสมการ (2-4) และสมการ (2-5) อากาศร้อนไหลแบบบังคับภายในท่อที่มีอุณหภูมิประมาณ 200 – 340 °C ต้องการลดอุณหภูมิของอากาศร้อนก่อนที่จะปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อมเหลือประมาณ 50 °C โดยไม่ทราบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนหรือก๊าซไอเสียที่ออกจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง การออกแบบตลอดจนการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนเพื่อนำมาใช้งานจำเป็นที่จะต้องมีข้อมูลต่างๆ เช่น รูปร่างลักษณะ และมิติต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น จำนวนของท่อ ขนาดของท่อ ลักษณะของครีป (Fin pattern) ระยะห่างระหว่างครีป (Fin pitch) ความหนาของครีป (Fin thickness) ซึ่งข้อมูลต่างๆ จะนำไปสู่การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ตลอดจนจนถึงค่า Fouling factors ของอากาศร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนจะเกิดอัตราการถ่ายเทความร้อนและเกิดค่า Fouling factors ของอากาศร้อน ด้วยเงื่อนไขและข้อมูลที่กำหนดในการออกแบบผู้วิจัยได้เลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับระบบปรับอากาศรถยนต์มาประยุกต์ใช้ โดยเป็นส่วนประกอบภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำไหลภายในท่อกับอากาศร้อน ซึ่งไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยสัมผัสกับผิวภายนอกท่อ และครีปที่ติดอยู่กับท่อเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน ดังภาพประกอบ 21 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบ



ภาพประกอบ 21 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

พื้นที่ผิวภายนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ พื้นที่ผิวท่อซึ่งเรียกว่าพื้นที่ปฐมภูมิ (Primary surface) โดยพื้นที่นี้จะขึ้นอยู่กับจำนวนท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด รูปร่าง และความยาวท่อ โดยท่อทำจากทองแดงพื้นที่ผิวอีกส่วนหนึ่งคือ พื้นที่ทุติยภูมิ (Secondary surface) เป็นพื้นที่ผิวครีปซึ่งติดอยู่กับท่อ เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พื้นที่ผิวทุติยภูมิขึ้นอยู่กับจำนวนครีป (Fin) ซึ่งจะแปรเปลี่ยนไปตามความหนาแน่นของครีป ต่อหน่วยความยาวของท่อ ขนาด และมิติต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับครีปที่ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากอลูมิเนียม ดังภาพประกอบ 22



ภาพประกอบ 22 ครีปแบบรอยหยัก

3.2 อุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นต้องใช้ในการทดสอบ

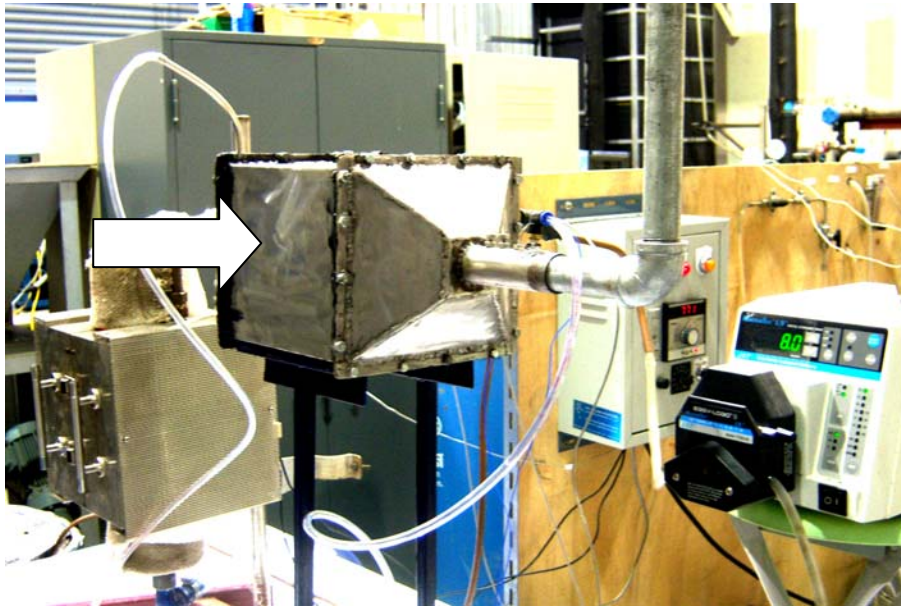
อุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นต้องใช้ในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะประกอบไปด้วย ส่วนหลัก คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องกำเนิดความร้อน ชุดน้ำป้อน และอุปกรณ์ต่างๆ ดัง ภาพประกอบ 23 และภาพประกอบ 24

3.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบนี้กำหนดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบขนาดกะทัดรัดมีรูปร่างเป็น สี่เหลี่ยมผืนผ้าให้มีขนาดความกว้าง 0.20 m ความยาว 0.22 m และสูง 0.22 m มีท่อทางเข้าและ ทางออกเป็นแบบท่อมีครีบนัดไหลขวาง โดยอากาศร้อนจะไหลอยู่ภายนอกในขณะที่น้ำเย็นไหล อยู่ภายในท่อ โดยรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดดังตาราง 8 และ ภาพประกอบ 25

ตาราง 8 รายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

รายการ	รายละเอียด
1. วัสดุทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ท่อทองแดง
2. เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	0.0078 m
3. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	0.0953 m
4. จำนวนแถวท่อตามแนวนอน	3 แถว
5. จำนวนแถวท่อตามแนวตั้ง	16 แถว
6. ระยะพิทของท่อตามแนวนอน	0.0016 m
7. ระยะพิทของท่อตามแนวตั้ง	0.0024 m
8. ความยาวของคอยล์	-
9. ความหนาของครีป	0.60×10^{-3} m
10. ระยะห่างครีป	0.00022 m
11. ความสูงของหยักครีป	0.00016 m
12. ความยาวของหยักครีป	0.00028 m



ภาพประกอบ 25 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ในการทดสอบ

3.2.1 ถังจ่ายน้ำป้อน

ถังจ่ายน้ำป้อนในการวิจัยได้ถูกออกแบบให้มีความจุ 100 liter ติดตั้งกับพื้นในห้องที่ทำการทดสอบ ดังภาพประกอบ 26



ภาพประกอบ 26 ถังน้ำป้อนขนาด 100 liter

3.2.3 กระจกตวงวัดอัตราการไหล

กระจกตวงวัดอัตราการไหล เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำมีค่าน้อยมาก เพื่อถูกต้องและแม่นยำในการวัดเปรียบเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบรีดสาย ดังนั้นจึงได้มีการติดตั้งกระจกตวงเพื่อวัดปริมาณน้ำเทียบกับเวลาเป็นอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ ดังภาพประกอบ 27



ภาพประกอบ 27 กระจกตวงวัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ ขนาด 0.5 liter

3.2.4 แหล่งรับความร้อน

แหล่งรับความร้อนที่ใช้ในการทดสอบครั้งนี้คือ น้ำป้อนที่ไหลผ่านในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ไปเก็บบรรจุอยู่ในถังใช้สำหรับเก็บความร้อน (Storage tank) ซึ่งถังที่บรรจุน้ำนั้นทำจากสแตนเลสรูปทรงกระบอกที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 450 mm สูง 680 mm และด้านนอกรอบๆ ถังน้ำมีฉนวนหุ้มไว้ เพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียจากภายในถัง ดังภาพประกอบ 28



ภาพประกอบ 28 แหล่งรับความร้อน

3.2.5 เครื่องกำเนิดความร้อน

ในการทดสอบนี้ใช้เครื่องกำเนิดความร้อน ซึ่งประกอบไปด้วย ชุดลดความร้อนสำหรับเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อน การหาขนาดของเครื่องทำความร้อนจะต้องพิจารณากรณีเครื่องทำความร้อนรับภาระมากที่สุด โดยพิจารณาจากเงื่อนไขในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า เมื่อความต้านทานของชุดลด 2.82 Ω/m ความต้านทานรวมทั้งหมด 32 Ω ความยาวที่ใช้ทั้งหมด 4.8 m ความร้อนที่ให้ 1,500 W และมีเครื่องควบคุมชุดลดความร้อน (Heater Controller) ทำหน้าที่จ่ายกระแสไฟให้ชุดลดความร้อนเหมือนกับในช่วงที่อากาศร้อน (ก๊าซไอเสีย) ปล่องออกจากระบบเซลล์เชื้อเพลิง ดังภาพประกอบ 29



ภาพประกอบ 29 เครื่องกำเนิดความร้อน

3.2.6 เครื่องควบคุมชุดลดความร้อน

เครื่องควบคุมชุดลดความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมการลดหรือเพิ่มขนาดระดับของแรงดันไฟฟ้าสำหรับชุดลดความร้อน ในการสร้างความร้อนให้อุณหภูมิขาเข้าอากาศร้อนในคงที่ โดยพิจารณาจากเงื่อนไขในการทดสอบให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในภาพประกอบ 30 โดยเครื่องควบคุมชุดลดความร้อนสามารถปรับอุณหภูมิได้สูงสุดเท่ากับ 800 $^{\circ}C$



ภาพประกอบ 30 เครื่องควบคุมขนาดลดความร้อน

3.2.7 พัดลมเป่าอากาศ

ในการทดสอบพิจารณาเลือกพัดลมเป่าอากาศ Supply Air Blower MODEL TB-150 เป็นแหล่งจ่ายอากาศร้อน ซึ่งเป็น Blower แบบ 12 ใบพัด ขนาด 7.5 kW หรือ 10 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2,900 rpm 14.8 A ดังแสดงในภาพประกอบ 31



ภาพประกอบ 31 พัดลมเป่าอากาศ

3.2.8 เครื่องควบคุมความเร็วรอบพัดลมเป่าอากาศ

การวัดอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศโดยใช้ Inverter Type FVR7.5E11S-4JE ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลมเป่าอากาศ ในการควบคุมอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในภาพประกอบ 32 โดย Inverter สามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุดเท่ากับ 2,400 rpm และมีค่าความละเอียดในการปรับความเร็วรอบในหลักหน่วย ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 3 Phases



ภาพประกอบ 32 เครื่องควบคุมความเร็วรอบพัดลมเป่าอากาศ

3.2.9 ระบบบันทึกข้อมูล

ระบบบันทึกข้อมูล (Data acquisition system) เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัดและบันทึกข้อมูลอุณหภูมิที่ทำการต่อมาจากเทอร์โมคัปเปิล ซึ่งเทอร์โมคัปเปิลจะรับอุณหภูมิจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น DC 100 ซึ่งใช้กับเทอร์โมคัปเปิล ชนิด K มีค่าความถูกต้องในการวัดเท่ากับ $\pm 0.05\%$ ความละเอียดในการวัด $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ทำการวัดอุณหภูมิตามตำแหน่งดังแสดงในภาพประกอบ 33 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 10 ตำแหน่ง และแสดงผลแบบดิจิทัล 1 ตำแหน่ง สามารถตั้งเวลาในการบันทึกข้อมูลได้



ภาพประกอบ 33 ระบบบันทึกข้อมูล YOKOGAWA DC 100

3.2.10 เทอร์โมคัปเปิล

การวัดอุณหภูมิขาเข้า - ขาออกของอากาศร้อน และอุณหภูมิขาเข้า- ขาออกของน้ำ ภายในท่อจำเป็นต้องเลือกประเภทและชนิดของเครื่องมือวัดที่เหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน ซึ่งเครื่องมือวัดอุณหภูมิในทางอุตสาหกรรมมีให้เลือกหลายชนิดขึ้นอยู่กับช่วงของอุณหภูมิที่จะทำการวัด ความถูกต้องและแม่นยำ และความเร็วในการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิซึ่งอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิที่นิยมใช้ในงานอุตสาหกรรม คือ เทอร์โมคัปเปิล ดังแสดงในภาพประกอบ 34

เทอร์โมคัปเปิลแบบ K (type K Chromel alumel) สามารถใช้งานในช่วงอุณหภูมิ -200°C ถึง $1,350^{\circ}\text{C}$ ความละเอียด $\pm 1^{\circ}\text{C}$ สายบวกทำมาจากโลหะผสมระหว่าง นิกเกิล 90% บวกโครเมียม 10% และสายลบทำมาจากโลหะผสมนิกเกิล 95%+5% ของผสมระหว่างอลูมิเนียมแมงกานีสและซิลิคอนคุณสมบัติเด่นของเทอร์โมคัปเปิลแบบ K คือการให้แรงเคลื่อนเอาต์พุตสูง

การใช้งานเทอร์โมคัปเปิลนั้นมักจะมีชิ้นส่วนอื่นประกอบเพิ่มเติมอีกเพื่อให้สามารถใช้งานเทอร์โมคัปเปิลได้ในสภาวะที่ต้องการและมีระยะเวลาการใช้อยาวนาน ซึ่งเทอร์โมคัปเปิลประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆ ดังนี้

- 1) ตัวเทอร์โมคัปเปิล เทอร์โมคัปเปิลที่จะใช้งานจะมีขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกัน โดยเมื่อขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางมากขึ้นจะทำให้ช่วงอุณหภูมิการใช้งานสูงขึ้น
- 2) ฉนวนหุ้มเทอร์โมคัปเปิล ฉนวนจะทำหน้าที่ป้องกันมิให้สายของเทอร์โมคัปเปิลเกิดการลัดวงจรและช่วยป้องกันไม่ให้สัมผัสกับปลอกหุ้มโลหะ (Protection tube) โดยฉนวนจะทำมาจากสารเคมีจำพวกแมกนีเซียมออกไซด์ อะลูมิเนียมออกไซด์ เป็นต้น
- 3) ท่อหุ้มป้องกัน ท่อที่หุ้มอยู่จะช่วยเสริมความแข็งแรงของเทอร์โมคัปเปิลและยังช่วยยืดอายุการใช้งานของเทอร์โมคัปเปิลจากสภาพภายนอกอีกด้วย



ภาพประกอบ 34 เทอร์โมคัปเปิล

3.2.11 เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม

การวัดความดันตกคร่อมของอากาศร้อนที่กำลังเคลื่อนที่ที่มีความถูกต้องแม่นยำนั้นจะต้องใช้เครื่องมือที่สามารถเข้ากับระบบท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็นอย่างดี เพื่อป้องกันไม่ให้เครื่องมือไปรบกวนการไหลนั้นและรูที่เจาะไว้สำหรับวัดความดันตกคร่อมภายในของท่อจะต้องตั้งฉากกับผิวภายในท่อ ในการทดสอบเลือกใช้เครื่องมือวัดความแตกต่างความดัน (Differential pressure transducer) ของบริษัท YOKOGAWA รุ่น EJA 110A แสดงดังภาพประกอบ 35 ซึ่งมีช่วงการวัด 0 – 150 kPa ความเที่ยงตรง 0.04% ความคลาดเคลื่อน ± 0.1 จะเป็นการวัดความดันทางด้านเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วเปลี่ยนกระแสไฟส่งมายังเครื่องมือวัดความดันตกคร่อมซึ่งเครื่องมือจะทำการเปลี่ยนข้อมูลความดันด้านเข้าและออกที่ส่งมาให้เป็นตัวเลขดิจิทัลแสดงเป็นค่าความดันตกคร่อมเพื่อสะดวกในการอ่านและบันทึกข้อมูล



ภาพประกอบ 35 เครื่องมือวัดความดันตกคร่อม YOKOGAWA รุ่น EJA 110A

3.2.12 การวัดความเร็วอากาศร้อนเฉลี่ยภายในท่อ

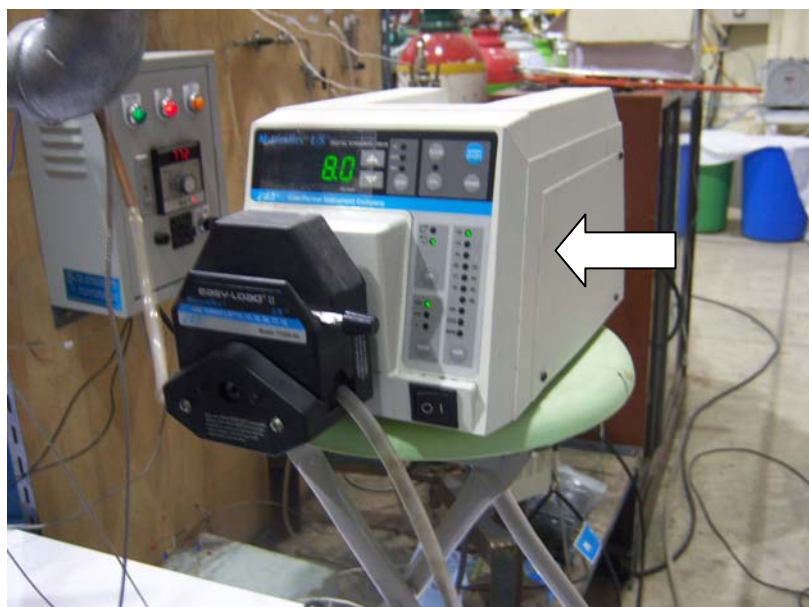
การวัดความเร็วอากาศร้อนเฉลี่ยภายในท่อโดยใช้เครื่องมือวัดดิจิทัล แอนนิโมมิเตอร์ (Digital Anemometer) ของบริษัท Ω , Omega รุ่น TLO ความละเอียด 0.1 m/s โดยนำมาคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน ซึ่งคำนวณจากความหนาแน่นของอากาศร้อนคูณกับความเร็วเฉลี่ยของอากาศร้อนเฉลี่ยภายในท่อและคูณกับพื้นที่หน้าตัดของท่ออากาศร้อนบริเวณที่วัดความเร็ว ดังภาพประกอบ 36



ภาพประกอบ 36 เครื่องวัดดิจิตอลแอนนิโมมิเตอร์

3.2.13 การวัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ

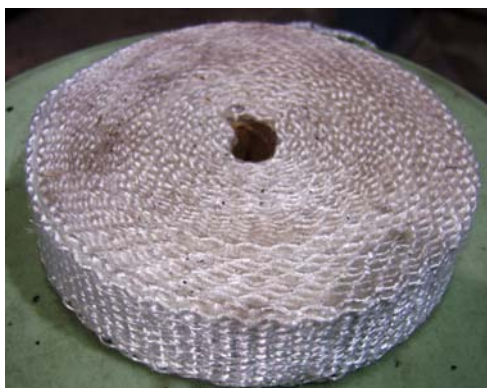
การวัดอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำโดยใช้เครื่องสูบน้ำแบบรีดสาย (Peristaltic pump) ของบริษัท Pulsateeder “USA” รุ่น Dolphin D75 แสดงดังภาพประกอบ 37 ซึ่งมีช่วงการวัด 97 GPD @ 25 PSI 12.4 liter/hr โดยนำมาคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ



ภาพประกอบ 37 เครื่องสูบน้ำแบบรีดสาย

3.2.14 ฉนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกออกแบบให้ภายในถูกห่อหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนโดยรอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อลดการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศภายนอก ทำให้การถ่ายเทความร้อนคงที่ แสดงดังภาพประกอบ 38



ภาพประกอบ 38 ฉนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

3.3 การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

3.3.1 ดำเนินการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเข้าอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดสอบดังภาพประกอบ 23 และภาพประกอบ 24

3.3.2 ติดตั้งถังน้ำป้อนขนาด 100 liter เข้ากับเครื่องสูบน้ำแบบรีดสาย และออกจากเครื่องสูบน้ำแบบรีดสายต่อเข้ากับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด และออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อเข้ากับแหล่งรับความร้อน

3.3.3 ติดตั้งอินเวอร์เตอร์ (Inverter)

3.3.4 ติดตั้งเครื่องกำเนิดความร้อน

3.3.5 ติดตั้งเครื่องควบคุมขดลวดความร้อน

3.3.6 ติดตั้งพัดลมเป่าอากาศร้อน

3.3.7 เดินท่ออากาศร้อนจากพัดลมเป่าอากาศเข้ากับเครื่องวัดดิจิตอลแอนนิโมมิเตอร์ และออกจากเครื่องวัดดิจิตอลแอนนิโมมิเตอร์ต่อเข้ากับเครื่องกำเนิดความร้อน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ

3.3.8 ติดตั้งระบบบันทึกข้อมูลเข้าเทอร์โมคัปเปิล ตามตำแหน่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3.9 ติดตั้งเครื่องวัดความดันตกคร่อมเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3.10 ตรวจสอบรอยรั่วของระบบที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ทุกจุดที่ได้ทำการตัดต่อท่อโดยการสังเกตความเรียบร้อย

3.3.11 เริ่มดำเนินการทดสอบได้

3.4 กรณีศึกษา : ขั้นตอนและวิธีการการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

การวิจัยครั้งนี้เป็นการวิจัยเชิงทดลอง (Experimental research) เพื่อทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ที่ได้ออกแบบไว้ โดยแบ่งการทดสอบเป็น 3 กรณีคือ

กรณีที่หนึ่ง (Case A) การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

กรณีที่สอง (Case B) การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า

กรณีที่สาม (Case C) การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า

เนื่องจากการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำการวัดผลโดยมีสมมติฐานว่าระบบอยู่ในภาวะคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา โดยได้ทำการวัดค่าต่างๆ ทุก 1 นาทีเป็นเวลาติดต่อกันทั้งหมด 10 นาที จากนั้นจึงนำค่าที่ได้ไปหาค่าเฉลี่ยก่อนนำไป คำนวณหาผลการทดสอบซึ่งจะได้กล่าวถึงในหัวข้อถัดไป และเนื่องจากการวัดผลที่ได้ทำหลายๆ ครั้งจึงทำให้ข้อมูลจากการทดสอบมีปริมาณมากไม่สะดวกต่อการแสดงผลได้ทั้งหมด ดังนั้นในการแสดงข้อมูลที่ได้จากการทดสอบนี้จึงจะได้แสดงอยู่ในรูปของค่าเฉลี่ย ซึ่งในการคำนวณผลการทดสอบก็จะได้นำค่าเฉลี่ยนี้ไปคำนวณต่อไป

3.4.1 **กรณีที่หนึ่ง (Case A)** การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

3.4.1.1 เปิดโดยใช้พัดลม (①) (blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดอากาศร้อน ซึ่งควบคุมปริมาณอากาศร้อนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1.2 ปรับอินเวอร์เตอร์ (②) (Inverter) หรือปรับหม้อแปลง (③) โดยปริมาณอากาศร้อนแต่ละครั้งของการทดสอบจะถูกกำหนดโดยเครื่องวัดความเร็ว (④) อากาศจะต้องไหลผ่านท่อรับความร้อน (⑤) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องกำเนิดความร้อน (⑥) ทำให้อากาศมีอุณหภูมิตามที่ต้องการและจัดระเบียบการไหลของอากาศร้อนให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด ก่อนที่จะเข้าเครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด () ⑮

3.4.1.3 รวบรวมกระท่งอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าคงที่ ตามที่กำหนดในการทดสอบ

3.4.1.4 บันทึกข้อมูลที่ทดสอบ

3.4.1.5 ทำการทดสอบเหมือนข้อ 2 ถึง 4 ใหม่ โดยปรับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนที่ 0.00434 ถึง 0.00498 kg/s เพื่อดูผลที่มีต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน, ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด หากระบบเซลล์เชื้อเพลิงเกิดปัญหาทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนลดต่ำลง แล้วบันทึกค่าที่ได้

3.4.1.6 นำข้อมูลที่ทดสอบได้มาวิเคราะห์ผล เพื่อหาความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.2 กรณีที่สอง (Case B) การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า

ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

3.4.2.1 เปิดโดยใช้พัดลม (①) (blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดอากาศร้อน ซึ่งควบคุมปริมาณอากาศร้อนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.2.2 ปรับอินเวอร์เตอร์ (②) (Inverter) หรือปรับหม้อแปลง (③) โดยปริมาณอากาศร้อนแต่ละครั้งของการทดสอบจะถูกกำหนดโดยเครื่องวัดความเร็ว (④) อากาศจะต้องไหลผ่านท่อรับความร้อน (⑤) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องกำเนิดความร้อน (⑥) ทำให้อากาศมีอุณหภูมิตามที่ต้องการและจัดระเบียบการไหลของอากาศร้อนให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด ก่อนที่จะเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ()

3.4.2.3 รวบรวมกระท่งอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าคงที่ ตามที่กำหนดในการทดสอบ

3.4.2.4 บันทึกข้อมูลที่ทดสอบ

3.4.2.5 ทำการทดสอบเหมือนข้อ 2 ถึง 4 ใหม่ โดยปรับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ 0.0063 ถึง 0.0094 kg/s เพื่อดูผลที่มีต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน, ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดหากระบบเซลล์เชื้อเพลิงเกิดปัญหาทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำลดต่ำลง แล้วบันทึกค่าที่ได้

3.4.2.6 นำข้อมูลที่ทดสอบได้มาวิเคราะห์ผล เพื่อหาความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.3 กรณีที่สาม (Case C) การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

3.4.3.1 เปิดโดยใช้พัดลม (①) (blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดอากาศร้อน ซึ่งควบคุมปริมาณอากาศร้อนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.3.2 ปรับอินเวอร์เตอร์ (②) (Inverter) หรือปรับที่วาล์ว (③) โดยปริมาณอากาศร้อนแต่ละครั้งของการทดสอบจะถูกกำหนดโดยเครื่องวัดความเร็ว (④) อากาศจะต้องไหลผ่านท่อรับความร้อน (⑤) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องกำเนิดความร้อน (⑥) ทำให้อากาศมีอุณหภูมิตามที่ต้องการและจัดระเบียบการไหลของอากาศร้อนให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด ก่อนที่จะเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ()

3.4.3.3 รวบรวมทั้งอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าคงที่ ตามที่กำหนดในการทดสอบ

3.4.3.4 บันทึกข้อมูลที่ทดสอบ

3.4.3.5 ทำการทดสอบเหมือนข้อ 2 ถึง 4 ใหม่ โดยปรับอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าคงที่ที่ 200 - 340 °C เพื่อดูผลที่มีต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน, ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดหากระบบเซลล์เชื้อเพลิงเกิดปัญหาทำให้อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าลดต่ำลง แล้วบันทึกค่าที่ได้

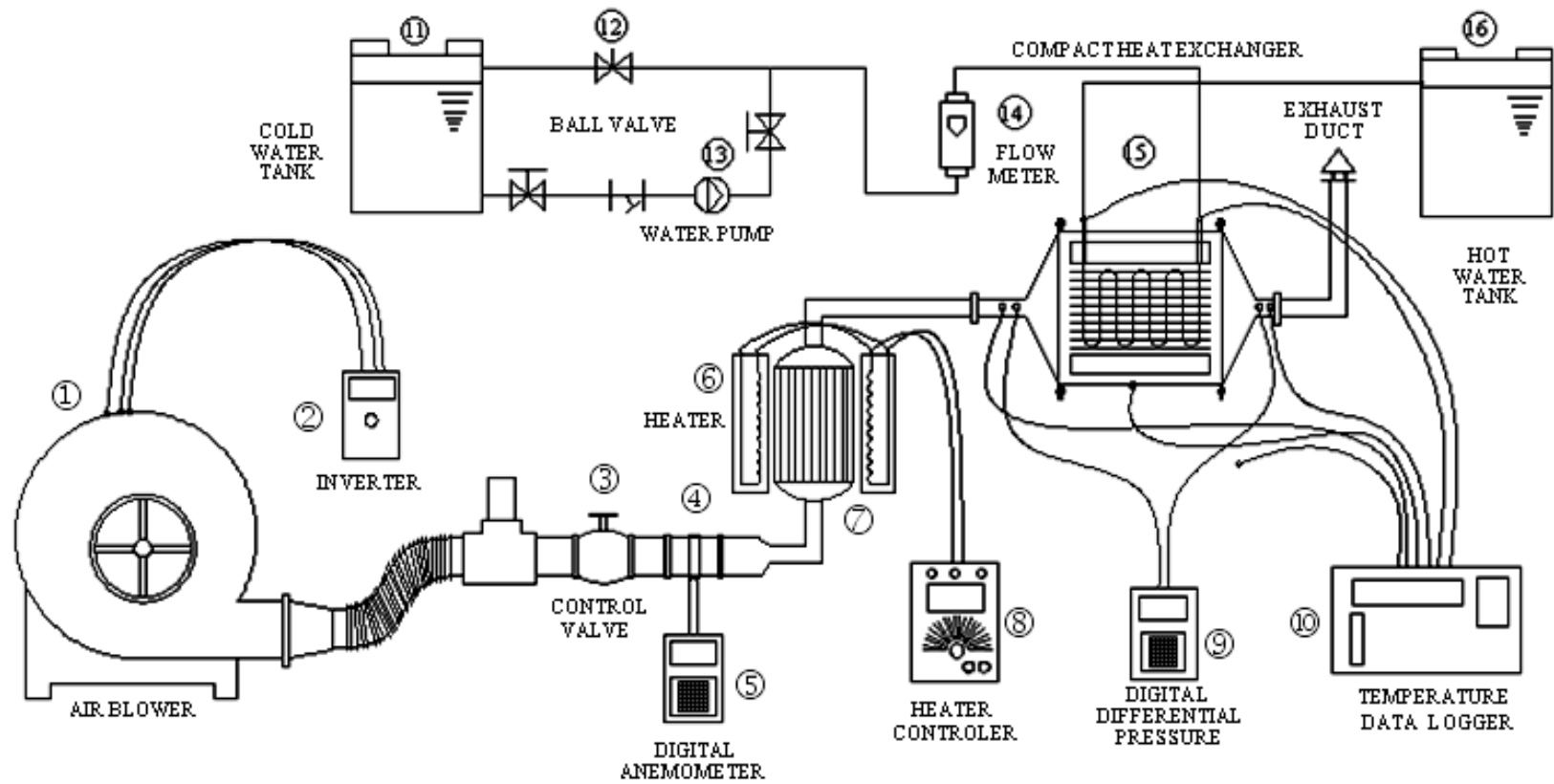
3.4.3.6 นำข้อมูลที่ทดสอบได้มาวิเคราะห์ผล เพื่อหาความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.5 วิธีการวิเคราะห์และนำเสนอผลการวิเคราะห์

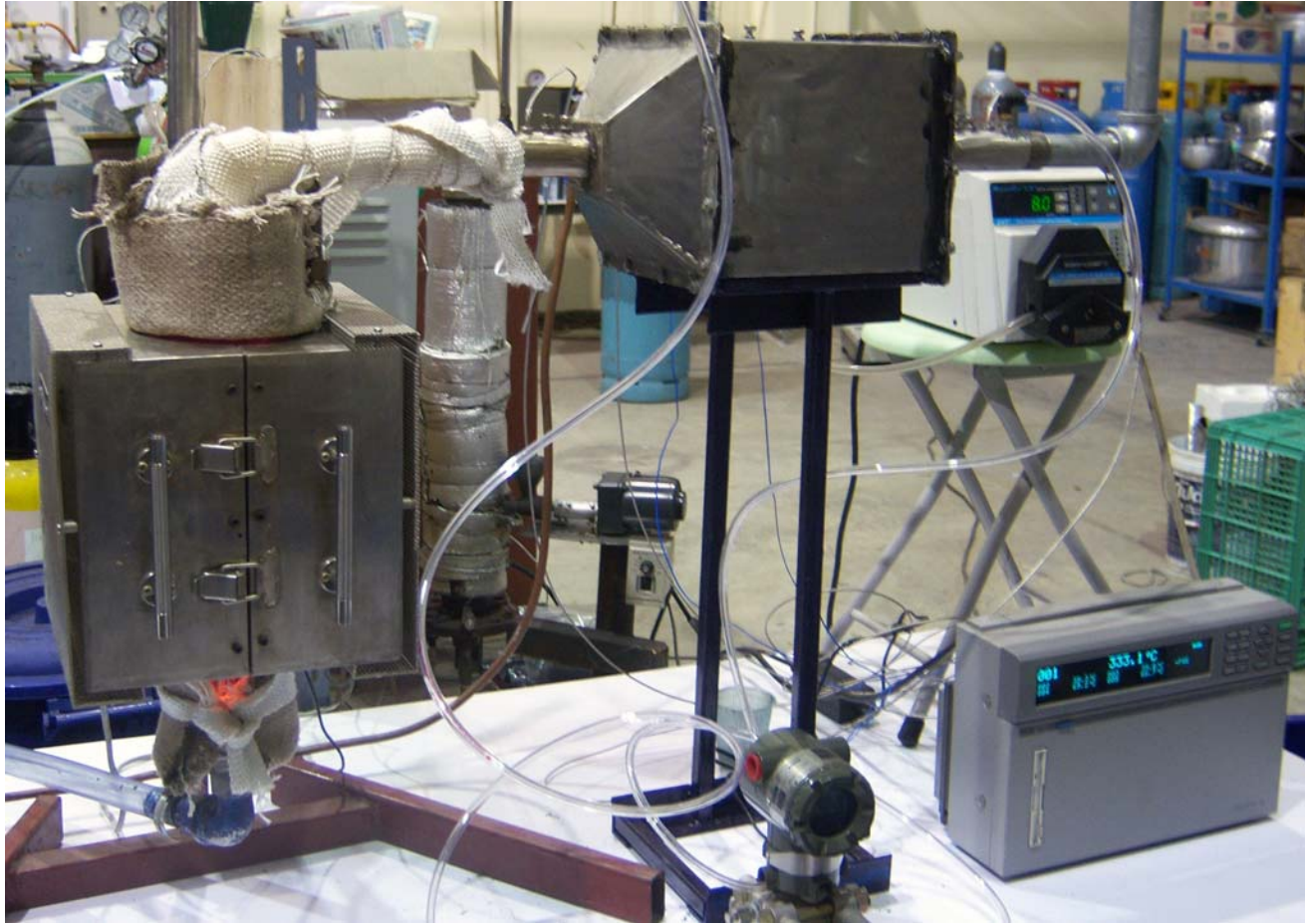
หลังจากที่ได้ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเก็บข้อมูลจนครบตามขั้นตอนแล้ว ตามขั้นตอนที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้ว จากนั้นจะได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์เพื่อหาผลกระทบที่มีต่อความสัมพันธ์ อุณหภูมิของอากาศร้อน อุณหภูมิน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อน จำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อน (NTU) กับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ในรายละเอียดของผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลการวิจัยจะได้กล่าวในบทที่ 4 แล้วนำเอาผลที่ได้มาวาดลงบนกราฟ แสดงความสัมพันธ์ต่างๆ ดังนี้

- อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ
- อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน
- อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- จำนวนหน่วยของอัตราการถ่ายเทความร้อน (NTU) กับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- ความดันตกคร่อมของอากาศร้อนที่ไหลผ่านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน
- อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ
- อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน
- อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพประกอบ 23 ไดอะแกรมของชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด



ภาพประกอบ 24 อุปกรณ์การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

บทที่ 4

ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ

สำหรับในบทนี้เป็นผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยการทดสอบกระทำภายใต้ขอบเขตการทดสอบที่สภาวะต่างๆ เพื่อศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยแบ่งการอธิบายผลการทดสอบและวิจารณ์ผลได้เป็น 4 หัวข้อ ดังนี้

หัวข้อ 4.1 เงื่อนไขและขอบเขตในการทดสอบ

หัวข้อ 4.2 กรณีที่หนึ่ง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

หัวข้อ 4.3 กรณีที่สอง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า

หัวข้อ 4.4 กรณีที่สาม: การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า

4.1 เงื่อนไขและขอบเขตในการทดสอบ

ในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ได้รับการออกแบบไว้ เพื่อศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ได้กำหนดเงื่อนไขและขอบเขตของพารามิเตอร์ในการทดสอบไว้ ตามตาราง 9 โดยค่าพารามิเตอร์ที่จะทำการตรวจสอบประกอบด้วย อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน (\dot{m}_h), อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w), อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า ($T_{h,in}$) โดยที่จะยังคงรักษา อุณหภูมิน้ำขาเข้า ($T_{c,in}$), อุณหภูมิน้ำขาเข้า ($T_{c,in}$) และ อุณหภูมิน้ำขาออก ($T_{c,out}$) ให้ได้ตามเงื่อนไขที่กำหนด

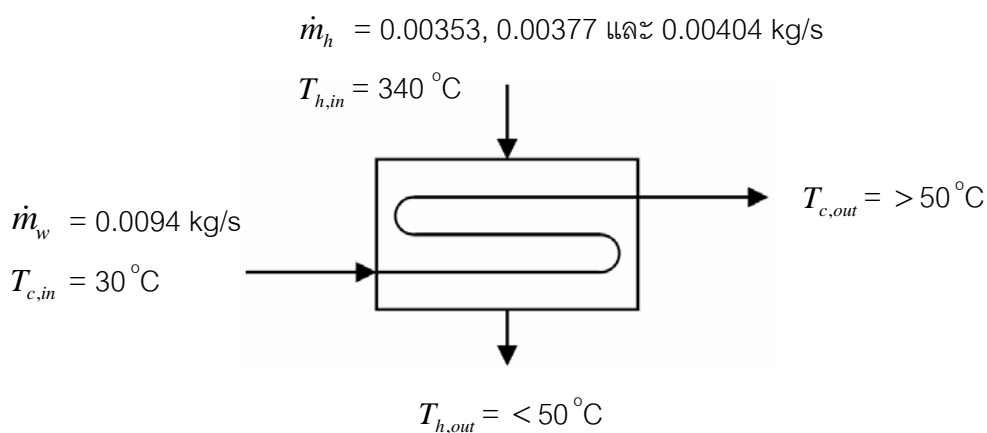
ตาราง 9 เงื่อนไขและขอบเขตในการทดสอบ

พารามิเตอร์	เงื่อนไขและขอบเขต
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน (\dot{m}_h)	0.00353, 0.00377 และ 0.00404 kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w)	0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s
อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า ($T_{h,in}$)	200, 220, 270. 300 และ 340 °C
อุณหภูมิน้ำขาเข้า ($T_{c,in}$)	≈ 30 °C
อุณหภูมิอากาศร้อนขาออก ($T_{h,out}$)	< 50 °C
อุณหภูมิน้ำขาออก ($T_{c,out}$)	> 50 °C

จากตาราง 9 ขอบเขตในการทดสอบ สำหรับอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า, อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนนั้น จากการค้นคว้าข้อมูลเบื้องต้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งขนาด 2 kW⁽⁴¹⁾ อัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อนสูงสุดของก๊าซไอเสียที่ออกมาจากระบบมีสถานะเป็นก๊าซ ได้ถูกนำมาคำนวณและทำการประมาณค่าสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด 1 kW. ส่วนค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมาจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งมีค่าอยู่ระหว่างประมาณ 300 – 500 °C ขึ้นอยู่กับการออกแบบระบบการจัดการความร้อน สำหรับงานวิจัยนี้ได้กำหนดค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียให้อยู่ระหว่าง 200 – 340 °C ทั้งนี้เพราะเงื่อนไขคุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดสอบจะทำตามกรณีศึกษาต่างๆ ในบทที่ 3 ที่กล่าวมา เพื่อให้ครอบคลุมพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อคุณลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ออกแบบสร้าง และสามารถนำมาเป็นข้อมูลในการออกแบบและการสร้างต่อไป สำหรับการออกแบบระบบการจัดการความร้อนของเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง

4.2 กรณีที่หนึ่ง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

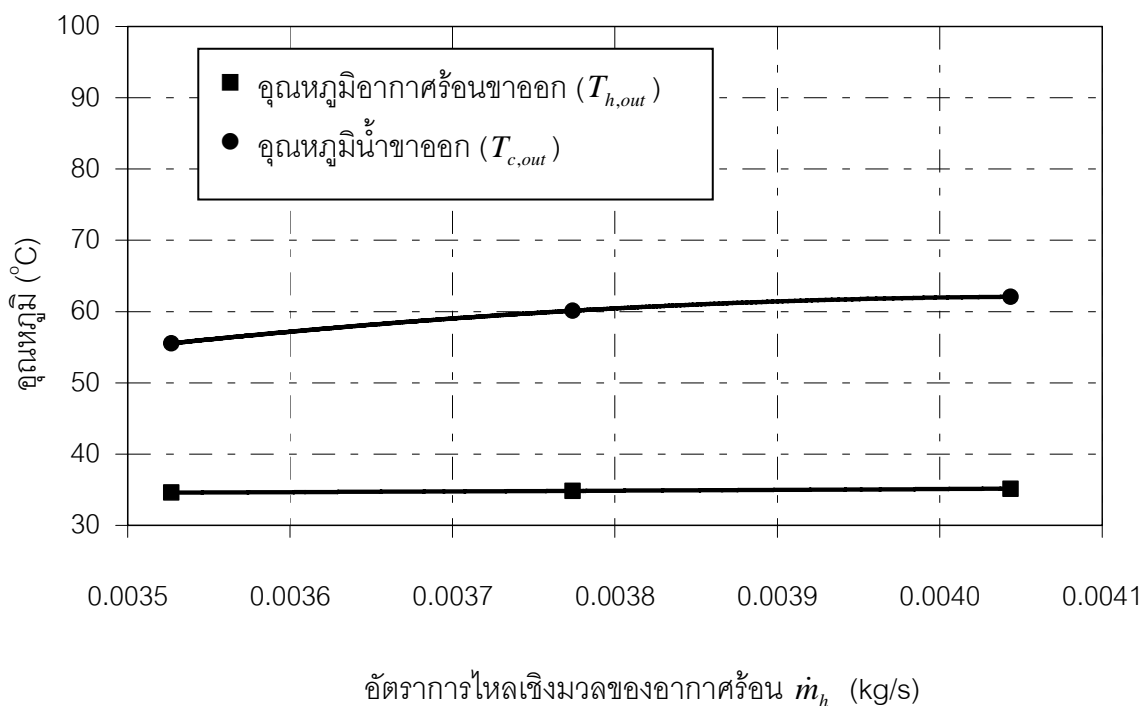
การทดสอบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้าได้ทำการทดสอบไว้สามค่า ทั้งนี้เป็นเพราะเมื่อระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็งทำงานอาจทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ อีกทั้งค่าที่ทำการทดสอบนั้นเป็นค่าประมาณจากการคำนวณ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการทดสอบถึงผลของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศร้อนมีค่าคงที่เท่ากับ 340 °C อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s และอุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C รายละเอียดดังภาพประกอบ 39



ภาพประกอบ 39 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

4.2.1 อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ

ภาพประกอบ 40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาออก ($T_{h,out}$) และ อุณหภูมิน้ำขาออก ($T_{c,out}$) จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยมีอากาศร้อนไหลอยู่ภายนอกแกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ซึ่งเป็นตัวระบายความร้อนผ่านครีบบรรอยหยัก โดยบังคับให้ไหลแบบสวนทางกัน (Cross flow) กับน้ำ การทดสอบได้ทำการปรับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีค่าเท่ากับ 0.00353, 0.00377 และ 0.00404 kg/s ตามลำดับ จากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเข้า อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ทางออกมีค่าเท่ากับ 34.6, 34.8 และ 35.1 °C และอุณหภูมิน้ำขาออกมีค่าเท่ากับ 55.5, 60.1 และ 62.0 °C ตามลำดับ จากผลที่ได้พบว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้น จะทำให้อุณหภูมิขาออกของน้ำเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากมีความร้อนถ่ายเทจากอากาศร้อนผ่านครีบบรรอยหยักมากขึ้น แต่ในส่วนอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ทั้งนี้เพราะว่าอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนและน้ำคงที่ จากผลการทดสอบที่ได้พบว่าด้วยเงื่อนไขของอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเข้าทั้งสามค่า และที่อุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C น้ำร้อนที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดมีอุณหภูมิมากกว่า 50 °C และอากาศร้อนที่ปล่อยสู่บรรยากาศมีอุณหภูมิไม่สูงกว่า 50 °C ตามเงื่อนไขที่ต้องการ

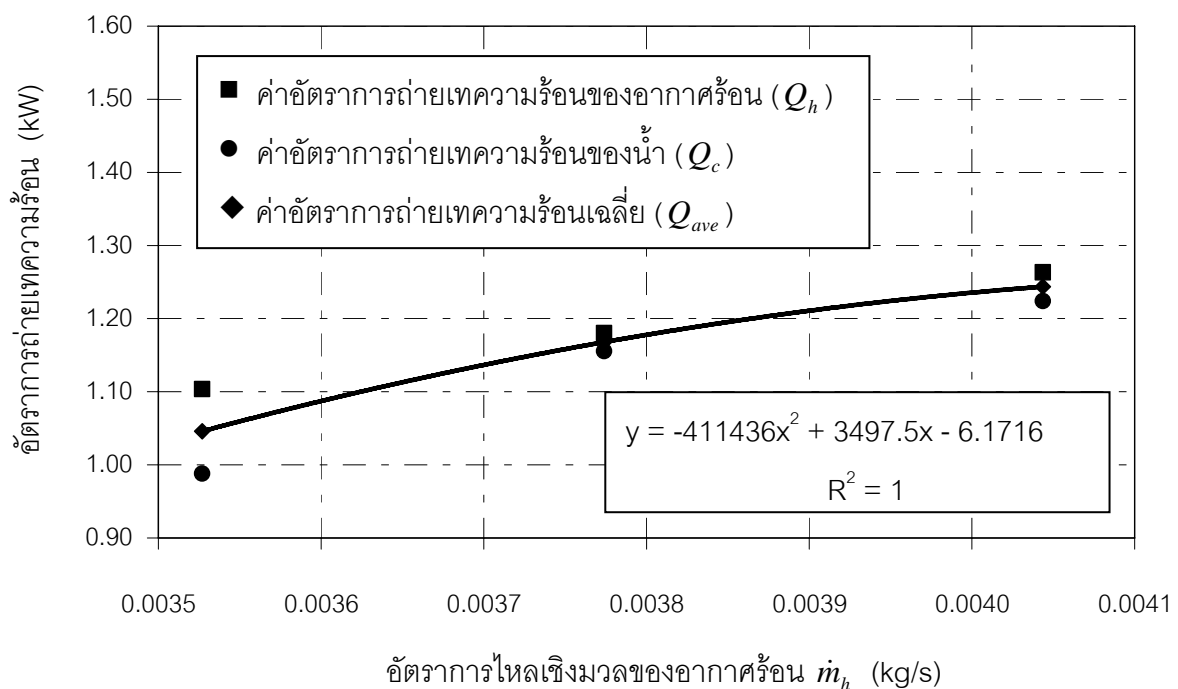


ภาพประกอบ 40 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับอุณหภูมิที่ทางออกของอากาศร้อนและน้ำ สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C

4.2.2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดสอบเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้าต่างๆ กัน พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) ที่ได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 1.045, 1.167 และ 1.243 kW ที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า 0.00353, 0.00377 และ 0.00404 kg/s ตามลำดับ หากพิจารณาจากภาพประกอบ 4.3 พบว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน (Q_h), ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Q_c) และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) เพิ่มขึ้นทั้งนี้ก็เพราะว่าค่าความร้อนดังกล่าวแปรผันตามอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ส่วนอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนและน้ำนั้นคงที่ ซึ่งแนวโน้มดังกล่าวเป็นไปตามทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

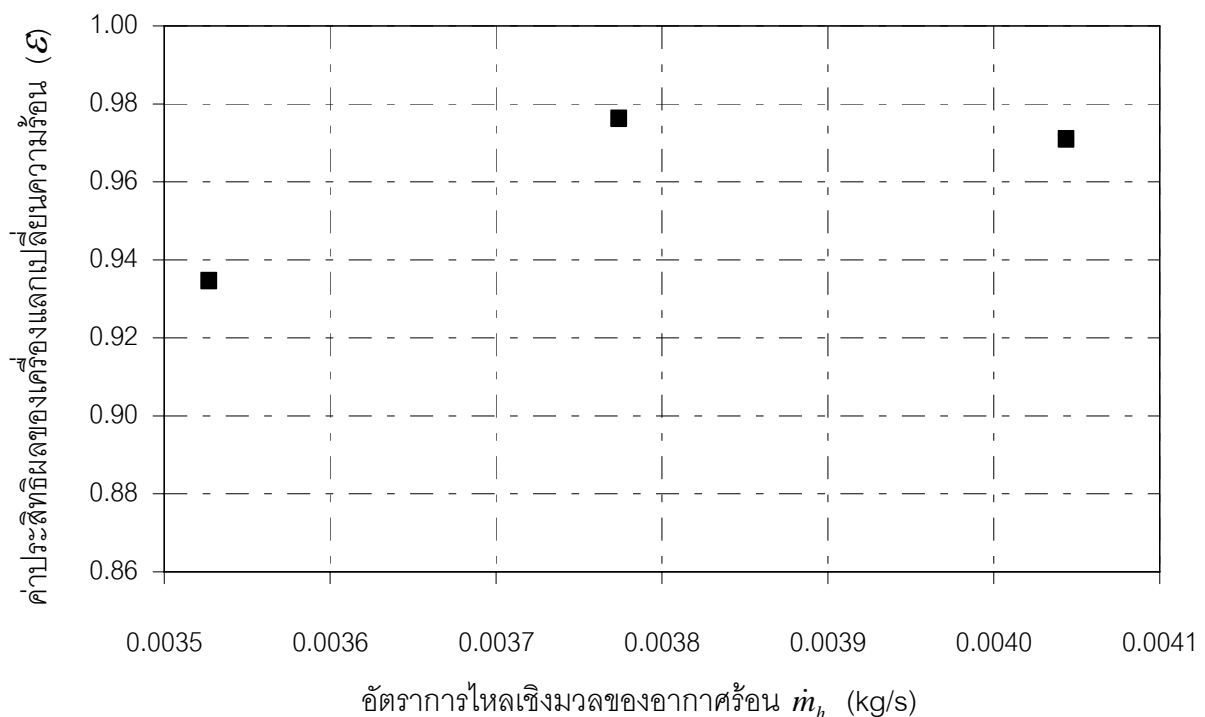
จากหลักการถ่ายเทความร้อนผ่านครีบภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากด้านอากาศร้อน (Q_h) มีค่าสูงกว่า ค่าอัตราความร้อนที่ได้รับในด้านน้ำ (Q_c) ซึ่งจะสอดคล้องทุกเงื่อนไขของอัตราการไหล ความแตกต่างของอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องมาจากการสูญเสียความร้อนผ่านผนังของเครื่องแลกเปลี่ยนสู่บรรยากาศภายนอก จากสมการสหสัมพันธ์ของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในภาพประกอบ 41 สามารถใช้ในการทำนายการออกแบบหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนที่เหมาะสมได้



ภาพประกอบ 41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า 340 °C

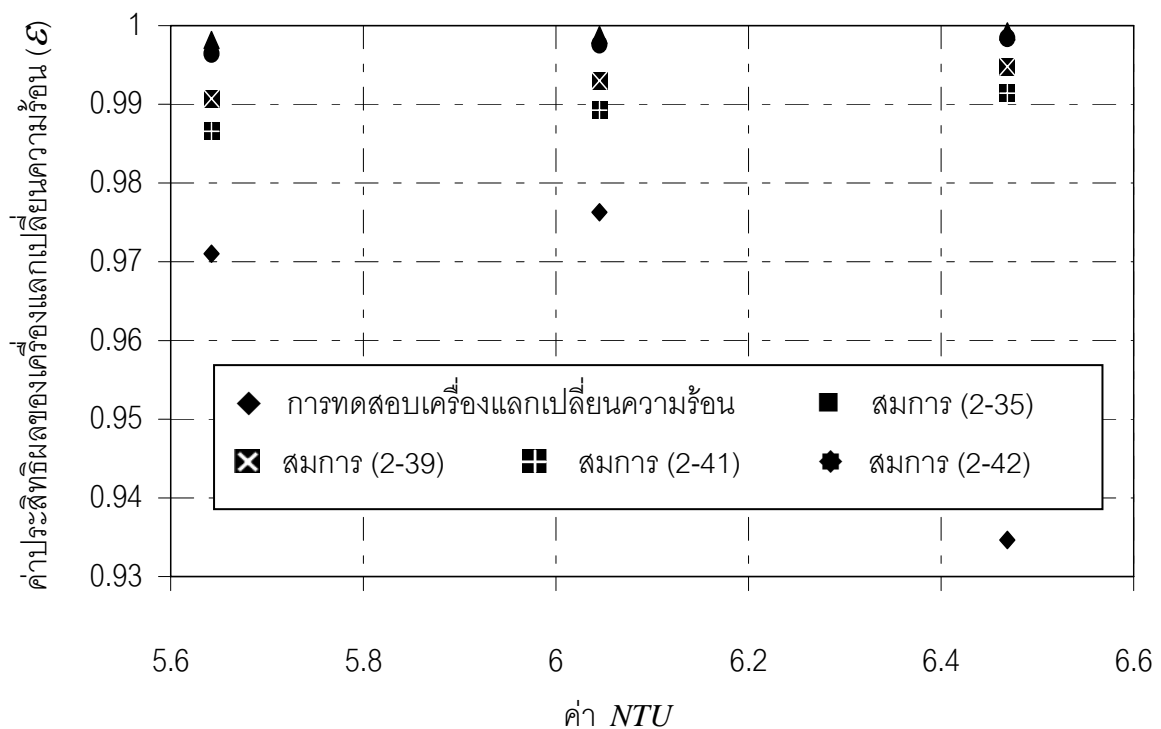
4.2.3 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ϵ) สำหรับการทดสอบแสดงในภาพประกอบ 42 พบว่าแนวโน้มของเส้นกราฟเป็นไปตามทฤษฎีของการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีแนวโน้มที่ลดลง จากการทดสอบพบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้เมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้ามีค่าประมาณ 93.46, 97.62 และ 97.10 % ที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า 0.00353, 0.00377 และ 0.00404 ตามลำดับ จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ออกแบบนั้นค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนระหว่าง 0.00353 - 0.00377 kg/s มีค่าแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น อย่างไรก็ตามที่ช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนระหว่าง 0.00377 - 0.00404 kg/s ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าค่อนข้างคงที่และมีแนวโน้มค่อยๆ ลดลง แสดงให้เห็นว่าค่าการประมาณอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนในการออกแบบเพื่อให้ได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงอยู่ในย่านนี้ จากสมการสหสัมพันธ์จะได้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 98 % ที่อัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อน 0.00389 kg/s



ภาพประกอบ 42 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340 °C

4.2.4 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับค่า NTU



ภาพประกอบ 43 ความสัมพันธ์ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับค่า NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า $340\text{ }^{\circ}\text{C}$

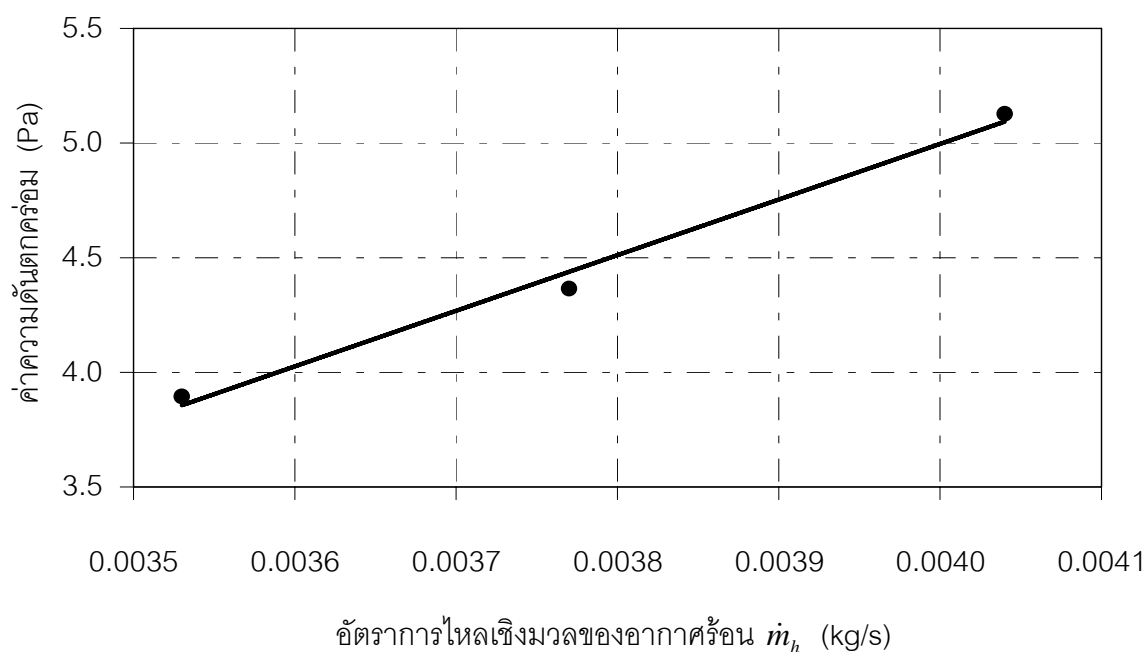
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ในการทดสอบมีครีบบแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนกับน้ำจำนวนมากเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน แต่จะมีความสามารถสูงสุดในการแลกเปลี่ยนความร้อนในระดับหนึ่งเท่านั้น จากนั้นความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะมีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในภาพประกอบ 43 ซึ่งเป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ϵ) กับค่า NTU หรือขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งพบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อค่า NTU เพิ่มมากขึ้น ทั้งนี้เป็นเพราะว่าขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใหญ่ขึ้น จะส่งผลให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงสัมพันธ์กันตามสมการ $NTU = \frac{(UA)}{(mC_p)_{\min}}$

เปรียบเทียบกับสมการในตาราง 4

การพิจารณาพบว่าในช่วงแรกเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้นทำให้ค่าความจุความร้อนจำเพาะต่ำ (C_{\min}) เพิ่มขึ้น และค่า NTU ลดลงเนื่องมาจากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อยแสดงว่าความร้อนอากาศร้อนถ่ายเทไปยังน้ำได้ดีมีผลทำให้ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดมีค่าประมาณ 98 % ที่ค่า NTU ประมาณ

5.9 หลังจากนั้นอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นต่อไปอีกทำให้ค่าความจุความร้อนจำเพาะต่ำ (C_{\min}) เพิ่มขึ้น ซึ่งปกติแล้ว (C_{\min}) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่า NTU ลดลงและอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อน จะมีผลทำให้ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าค่อยๆ ลดลง จากงานวิจัยที่ผ่านมา⁽³⁷⁾ พบว่าสำหรับกรณีค่า NTU ตั้งแต่ 0 – 5 ซึ่งมีค่าน้อยกว่างานวิจัยในครั้งนี้ ค่า NTU มีการเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีแนวโน้มจุดสูงสุดที่ประมาณค่า NTU ประมาณ 5 – 6 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยในครั้งนี้

4.2.5 ค่าความดันอากาศร้อนตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



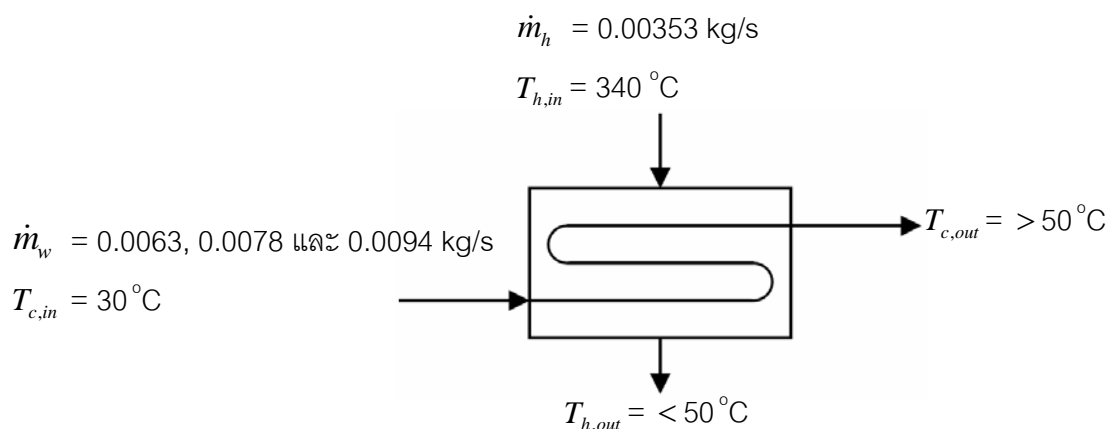
ภาพประกอบ 44 ความสัมพันธ์อัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อนกับค่าความดันอากาศร้อนตกคร่อมที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด สำหรับกรณีอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า 340°C

ค่าความดันตกคร่อมของอากาศร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด แสดงในภาพประกอบ 44 ค่าความดันตกคร่อมเป็นปัจจัยที่สำคัญสำหรับอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ในการทดสอบมีครีบบแลกเปลี่ยนความร้อนจากอากาศร้อนกับน้ำจำนวนมาก ซึ่งมีหน้าที่ในการช่วยเพิ่มพื้นที่รับความร้อนทำให้สามารถดึงความร้อนทิ้งจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงกลับมาใช้ใหม่ในการผลิตน้ำร้อน และเมื่อนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งภายในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่

บรรยากาศภายนอกแล้ว หากไม่มีการตรวจสอบความดันอากาศร้อนตกคร่อม อาจส่งผลให้อากาศร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีความดันตกคร่อมสูงเกินไปจนกระทั่งไม่สามารถเอาชนะความดันเนื่องจากบรรยากาศได้ จะทำให้เกิดความดันย้อนกลับซึ่งทำให้ระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งหยุดทำงานและเกิดผลเสียต่อระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งได้

การทดสอบความดันอากาศร้อนตกคร่อมที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกำหนดให้อุณหภูมิอากาศร้อนมีค่าคงที่เท่ากับ 340°C อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำคงที่เท่ากับ 0.0094 kg/s และอุณหภูมิของน้ำทางเข้าเท่ากับ 30°C โดยทำการปรับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 3 ค่าดังนี้ 0.00353 , 0.00377 และ 0.00404 kg/s ตามลำดับ จากการวัดค่าความดันอากาศร้อนตกคร่อมที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประมาณ 3.9 , 4.4 และ 5.128 Pa จากกราฟพบว่าค่าความดันตกคร่อมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบนี้เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเข้า อย่างไรก็ตามที่ช่วงอัตราการไหลของอากาศร้อนที่ทำการทดสอบนี้พบว่าค่าความดันตกคร่อมมีค่าไม่สูงมาก และมีผลกระทบกับระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งน้อยมาก จากการคำนวณทางทฤษฎี (แสดงในภาคผนวก ค) ค่าความดันตกคร่อมที่คำนวณได้มีค่าประมาณ 8.267 Pa

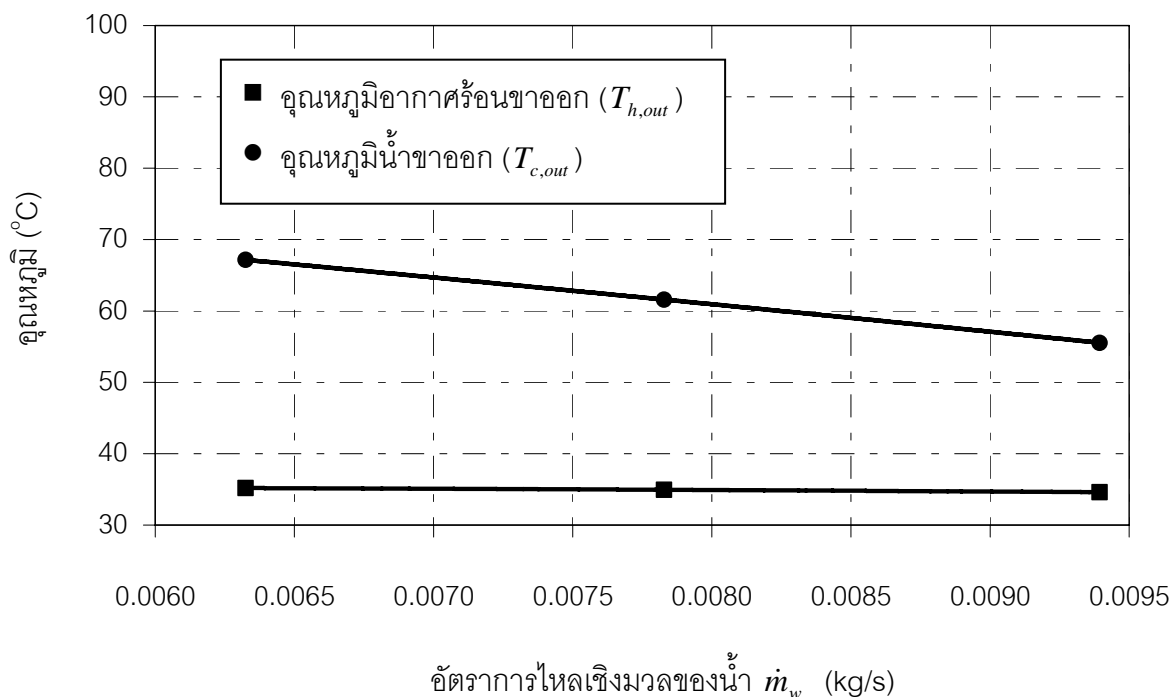
4.3 กรณีที่สอง: การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า



ภาพประกอบ 45 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า

การทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้าเป็นสิ่งที่สำคัญ เนื่องจากน้ำที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นน้ำจากระบบประปา อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำอาจมีค่าไม่คงที่หรือบางกรณีที่ต้องการปรับค่าอุณหภูมิของน้ำขาออกโดยไม่ต้องปรับพารามิเตอร์จากด้านอากาศร้อน

จึงจำเป็นต้องมีการทดสอบที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่างๆ กัน โดยกำหนดให้อุณหภูมิอากาศร้อนยังคงที่เท่ากับ $340\text{ }^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิน้ำขาเข้า $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ และอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้าคงที่ 0.00353 kg/s ดังภาพประกอบ 45



ภาพประกอบ 46 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับอุณหภูมิอากาศร้อนและน้ำขาออก ที่ $T_{h,in} = 340\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $m_h = 0.00353\text{ kg/s}$

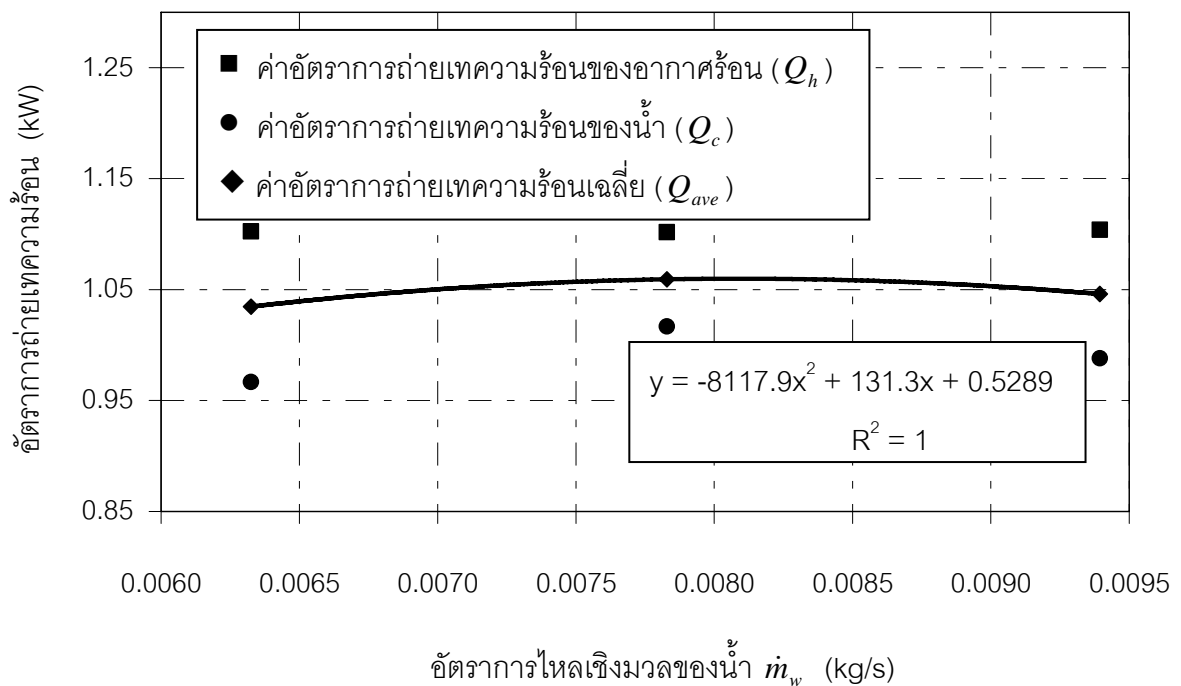
4.3.1 อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ

ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาออก ($T_{h,out}$) และอุณหภูมิน้ำขาออก ($T_{c,out}$) ที่ได้จากการทดสอบเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า (m_w) ต่างกันแสดงในภาพประกอบ 46 พบว่าอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนมีค่าลดลงเล็กน้อย แต่อย่างไรก็ตามไม่เปลี่ยนแปลงมากเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ และอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนนี้ยังคงอยู่ในเงื่อนไขของการออกแบบคือน้อยกว่า $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ เช่นเดียวกับอุณหภูมิขาออกของน้ำมีค่าเป็น 67.2, 61.6 และ 55.5 $^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s ตามลำดับ

จากผลที่ได้พบว่าเมื่อปรับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้น จะไม่มีผลต่อค่าอุณหภูมิของอากาศร้อนขาออก แต่จะส่งผลกับอุณหภูมิของน้ำขาออกเท่านั้น โดยเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้น จะทำให้อุณหภูมิของน้ำขาออกลดลงโดยการลดลงมีลักษณะเป็นเส้นตรง เนื่องจากอัตราการ

ไหลเชิงมวลของน้ำที่สูงขึ้นทำเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลง ลักษณะแนวโน้มของความสัมพันธ์นี้สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา(15,22) จากข้อมูลที่ได้สามารถนำมาใช้ในการออกแบบคุณภูมิของน้ำร้อนที่ต้องการได้โดยการปรับค่าอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3.2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



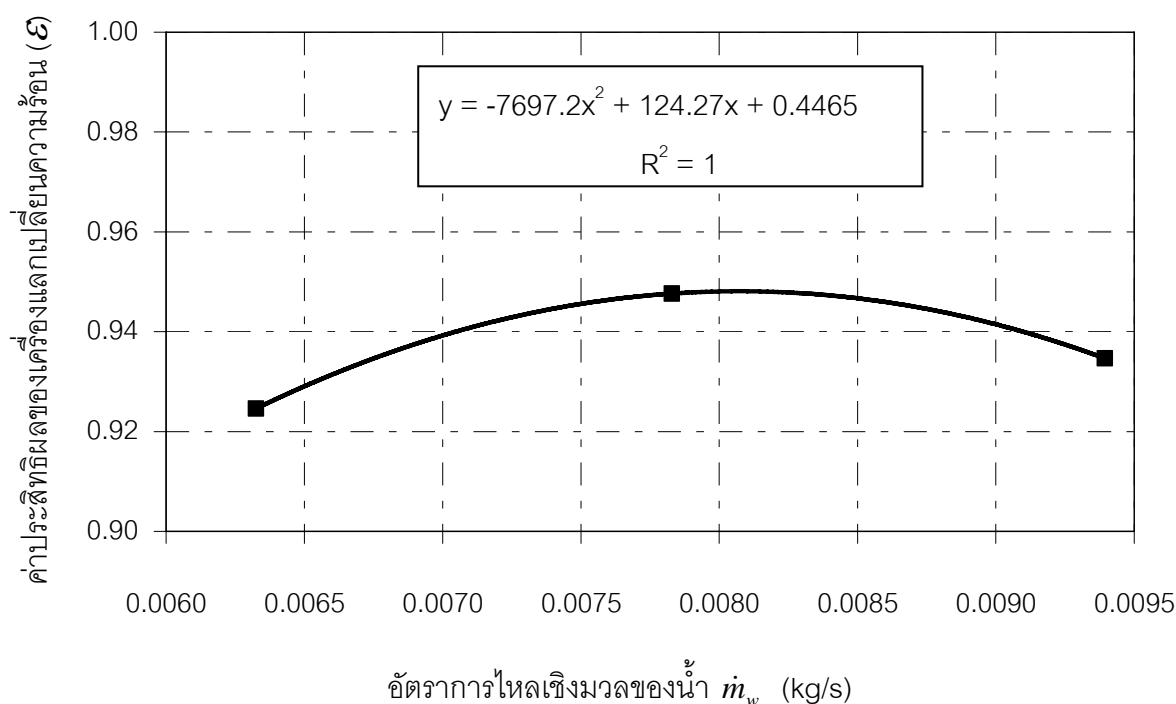
ภาพประกอบ 47 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าอัตราความร้อนที่ถ่ายเทได้ที่ $T_{h,in} = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $\dot{m}_h = 0.00353 \text{ kg/s}$

จากการทดสอบเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเข้าต่างๆ กัน โดยกำหนดให้ทิศทางการไหลของน้ำกับอากาศร้อนเป็นแบบไหลสวนทางกัน พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) ที่ได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 1.043, 1.059 และ 1.045 kW ที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s ตามลำดับ

หากพิจารณาจากภาพประกอบ 47 พบว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้นจาก 0.0063 ไปยัง 0.0078 kg/s ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน (Q_h), ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Q_c) และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) เพิ่มขึ้นทั้งนี้ก็เพราะว่า

ค่าดังกล่าวแปรผันตามอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนและน้ำค้างที่ อย่างไรก็ตาม เมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำมากกว่านี้จะส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีแนวโน้มลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลของอุณหภูมิก๊าซร้อนและน้ำขาออกที่ลดลงใน ภาพประกอบ 46

4.3.3 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



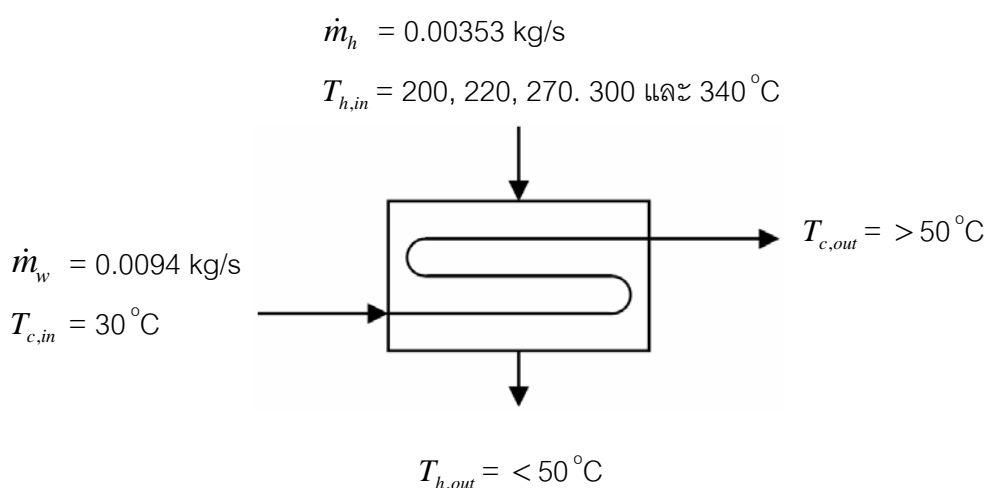
ภาพประกอบ 48 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ที่ $T_{h,in} = 340$ °C และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s

ภาพประกอบ 48 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการทดสอบเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้าต่างๆ กัน จากการทดสอบพบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้มีค่า 92.45, 94.76 และ 93.46 % ที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s ตามลำดับ ซึ่งสอดคล้องกับการลดลงของอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในภาพประกอบ 47

จากการพิจารณาค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า มีค่าแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้น และมีลักษณะสอดคล้องกับการค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิอากาศร้อนและน้ำขาเข้า จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ ออกแบบนั้นค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063 - 0.0078 kg/s มีค่าเพิ่มสูงขึ้นและช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0078 - 0.0094 kg/s จะมีแนวโน้มลดลง จากข้อมูลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์แสดงให้เห็นว่าค่าการประมาณในการออกแบบที่ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด อยู่ที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0079 kg/s ซึ่งอยู่ที่ประมาณ 94.8 % จึงจะเหมาะสมกับการใช้งานสูงสุด

4.4 กรณีที่สาม: การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า

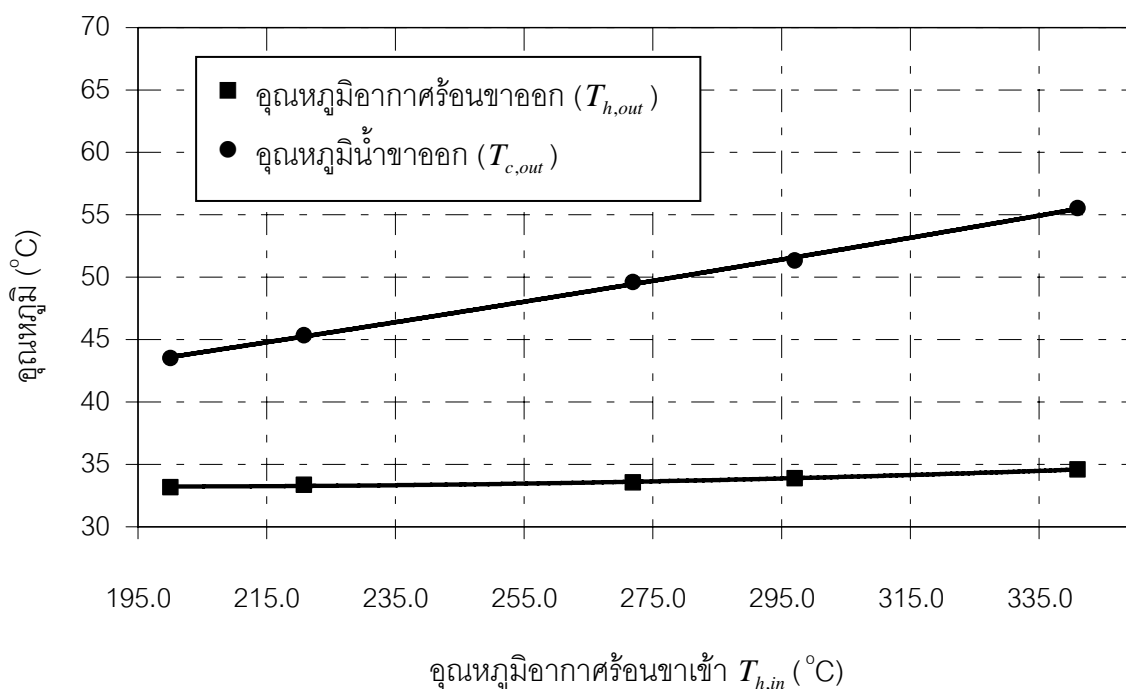
เนื่องจากการทำงานของระบบเซลล์เชื้อเพลิงไม่ได้ทำงานหรือให้ความร้อนตลอดเวลาทำงาน จะมีบางจังหวะที่เครื่องหยุดทำงานเนื่องจากอาจเกิดปัญหาต่างๆ ที่ทำให้ระบบเซลล์เชื้อเพลิงต้องหยุดทำงาน หรือขึ้นกับเงื่อนไขการออกแบบระบบการจัดการความร้อนของระบบเซลล์เชื้อเพลิงเอง ซึ่งจะส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศร้อนมีการปรับเปลี่ยนได้ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการทดสอบที่อุณหภูมิอากาศร้อนต่างๆ กัน เพื่อสังเกตผลที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ทำการออกแบบ โดยกำหนดให้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน มีค่าคงที่เท่ากับ 0.00353 kg/s และและอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำมีค่าคงที่เท่ากับ 0.0094 kg/s และอุณหภูมิน้ำขาเข้ามีค่าเป็น 30 °C ส่วนอุณหภูมิของอากาศร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 200, 220, 270, 300 และ 340 °C ดังภาพประกอบ 49



ภาพประกอบ 49 ขอบเขตในการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า

4.4.1 อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำ

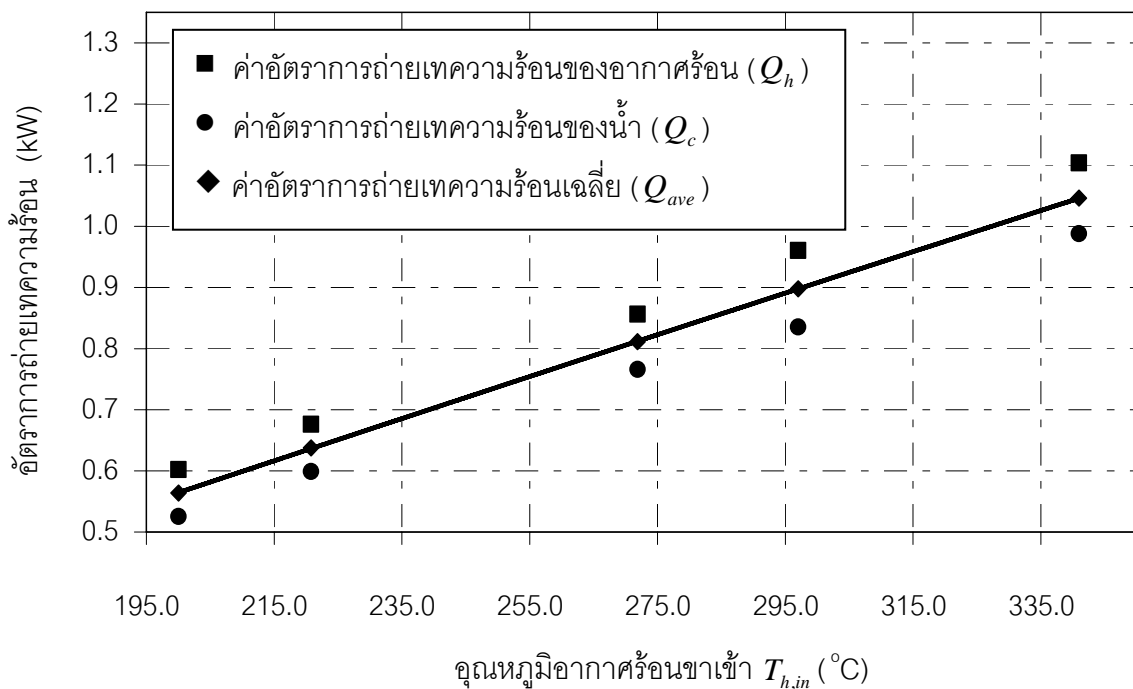
อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็ง ที่ได้จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีอากาศร้อนไหลอยู่ภายนอกแกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ซึ่งเป็นตัวระบายความร้อนผ่านครีบบรรอยหยัก โดยบังคับให้ไหลแบบสวนทางกัน (Cross flow) กับน้ำ เมื่อมีการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้าต่างๆ กัน จากภาพประกอบ 50 พบว่าอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อน ($T_{h,out}$) เท่ากับ 33.2, 33.4, 33.6, 33.9 และ 34.6 °C โดยมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อน ($T_{h,in}$) 200, 220, 270, 300 และ 340 °C เช่นเดียวกันจะได้อุณหภูมิขาออกของน้ำ ($T_{c,out}$) เพิ่มขึ้น จาก 43.5 เป็น 45.4, 49.6, 51.3 และ 55.5 °C ตามลำดับ โดยแนวโน้มการเพิ่มของอุณหภูมิขาออกของน้ำมีค่าสูงกว่าแนวโน้มการเพิ่มของอุณหภูมิขาออกของอากาศร้อน จากผลที่ได้สรุปได้ว่าอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนส่งผลโดยตรงต่ออุณหภูมิของอากาศร้อนขาออกและอุณหภูมิของน้ำขาออก ผลจากการทดสอบในภาพประกอบ 50 เป็นไปตามทฤษฎีและสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา(15,22)



ภาพประกอบ 50 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับอุณหภูมิอากาศร้อนและน้ำขาออกที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s

4.4.2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าต่างๆ กันแสดงในภาพประกอบ 51 พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงโดยมีค่าตั้งแต่ 0.563, 0.637, 0.811, 0.897 จนถึง 1.045 kW ตามลำดับที่มีการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนตั้งแต่ 200, 220, 270, 300 จนถึง 340 °C ตามลำดับ หากพิจารณาจากภาพประกอบ 51 พบว่าเมื่ออุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าต่าง ๆ กัน ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน (Q_h), ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Q_c) และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Q_{ave}) เพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเชิงเส้นโดยมีค่าความชันเป็น 0.34 W/°C ทั้งนี้ก็เพราะว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวแปรผันตรงกับค่าอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อน ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวเป็นไปตามทฤษฎีของการคำนวณการถ่ายเทความร้อน จากลักษณะของกราฟที่ได้พบว่า เมื่ออุณหภูมิของอากาศร้อนสูงเพิ่มขึ้น อัตราการสูญเสียความร้อนผ่านผนังของเครื่องแลกเปลี่ยนสู่บรรยากาศมีค่าสูงมากขึ้นด้วยโดยค่าความร้อน จากการทดสอบพบว่าค่าความร้อนที่สูญเสียมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.125 kW

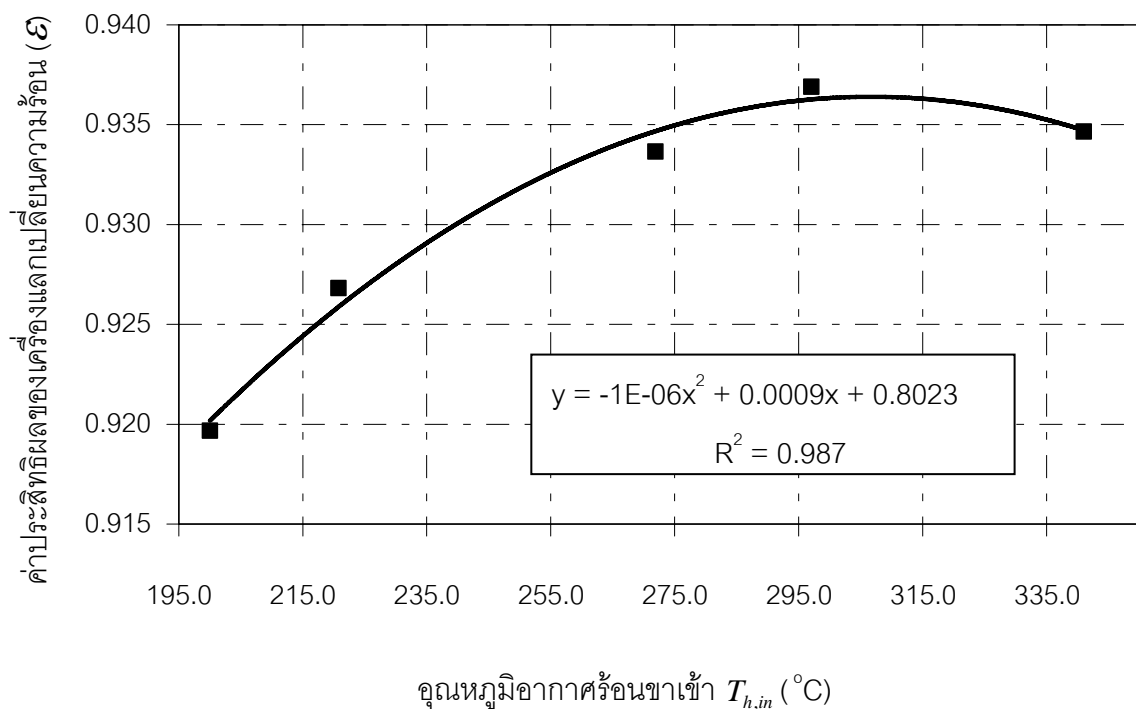


ภาพประกอบ 51 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

ที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s

4.4.3 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการทดสอบเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้าต่างๆ กัน แสดงในภาพประกอบ 52 พบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการทดสอบมีค่าเป็น 91.96, 92.68, 93.36, 93.69 และ 93.46 % ที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อน 200, 220, 270, 300 และ 340 °C ตามลำดับ จากการพิจารณาค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าที่ค่าอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้าที่ต่ำจะมีการเพิ่มของค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจนกระทั่งอุณหภูมิประมาณ 300 °C ก็จะมีแนวโน้มลดลงเมื่ออุณหภูมิของอากาศร้อนขึ้น และมีลักษณะสอดคล้องกับการค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิน้ำขาเข้า จากการทดสอบที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s พบว่าค่าการประมาณในการออกแบบควรจะอยู่ที่จุดสูงสุด ซึ่งอยู่ที่ประมาณ 93.7 % ที่อุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนประมาณ 300 °C จึงจะเหมาะสมกับการใช้งาน จากการเปรียบเทียบทุกเงื่อนไขของการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์พบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ทำการออกแบบมีค่าเกินกว่า 91% ทุกกรณี



ภาพประกอบ 52 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้ากับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $\dot{m}_w = 0.0094$ kg/s และ $\dot{m}_h = 0.00353$ kg/s

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

สำหรับในบทนี้เป็นการสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ ในการออกแบบ สร้าง และทดสอบ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิง แบบอ็อกไซด์ของแข็งก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก ในการที่จะนำไปผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ประโยชน์ในครัวเรือน หรือในชุมชน โดยทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ภายใต้ขอบเขตและกรณีศึกษา คือ กรณีที่หนึ่ง: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า, กรณีที่สอง: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า และกรณีที่สาม: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า ซึ่งได้แบ่งออกเป็น 2 หัวข้อ ดังนี้

หัวข้อ 5.1 สรุปผลการวิจัย

หัวข้อ 5.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัย

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการทดสอบสามารถสรุปผลการวิจัยได้ดังนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ได้รับการออกแบบสามารถดึงความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งให้กับน้ำเย็น โดยมีสมรรถนะสูงสุดมีค่าอัตราการถ่ายความร้อนโดยเฉลี่ย 1.243 kW ค่าประสิทธิภาพ 97.10 % และ ค่า NTU เท่ากับ 5.6 ที่อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า $340\text{ }^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิน้ำขาเข้า $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนประมาณ 0.00404 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s ซึ่งสามารถลดอุณหภูมิอากาศร้อนให้เหลือเพียง $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ และเพิ่มอุณหภูมิของน้ำได้เป็น $62\text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่ความดันอากาศร้อนตกคร่อมขณะไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดประมาณ 5.128 Pa

5.1.1 กรณีที่หนึ่ง: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า สรุปได้ว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นจาก 0.00353 เป็น 0.00404 kg/s ตามลำดับ อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำเพิ่มขึ้นจาก 34.6 เป็น $35.14\text{ }^{\circ}\text{C}$ และจาก 55.545 เป็น $62.47\text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ ค่าการถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มจาก 1.045 เป็น 1.243 kW และค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 93.46 เป็น $97.101\text{ }%$

5.1.2 กรณีที่สอง: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า สรุปได้ว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้นจาก 0.0063 เป็น 0.0094 kg/s อุณหภูมิขาออกของ

อากาศร้อนและน้ำลดลงจาก 35.185 เป็น 34.6 และจาก 67.162 เป็น 55.545 °C ตามลำดับ แต่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มจาก 0.916 เป็น 0.988 kW และค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพิ่มจาก 92.45 เป็น 93.466 %

5.1.3 กรณีที่สาม: การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า สรุปได้ว่าเมื่ออุณหภูมิขาเข้าของอากาศร้อนเพิ่มขึ้นจาก 200 เป็น 340 °C จะทำให้อุณหภูมิขาออกของอากาศร้อนและน้ำเพิ่มขึ้นจาก 33.168 เป็น 34.6 และจาก 43.51 เป็น 55.545 °C ตามลำดับค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มจาก 0.5639 เป็น 1.0459 kW และค่าประสิทธิผลเพิ่มจาก 91.96 เป็น 93.466 %

5.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัย

ในงานวิจัยได้ทำการศึกษาผลกระทบของพารามิเตอร์เพียงบางส่วนและบางช่วงเท่านั้น เพราะว่ามีขีดจำกัดในด้านออกแบบ และสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเพื่อเก็บข้อมูล ทำให้ไม่สามารถศึกษาการถ่ายเทความร้อนครอบคลุมได้ทั้งหมด ในอนาคตอาจมีการเพิ่มเติมขอบเขตบางอย่างเช่น

5.2.1 ควรมีการศึกษาถึงวัสดุที่ทนต่ออุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อเพิ่มขีดจำกัดของอุณหภูมิที่ศึกษา

5.2.2 ควรมีการเปรียบเทียบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่างๆ ที่มีขายตามท้องตลาด

5.2.3 ควรมีการขยายการศึกษา โดยทำการทดลองกับระบบเซลล์เชื้อเพลิงประเภทต่างๆ ที่นิยมนำมาใช้งาน

5.2.4 ควรพิจารณาเรื่องการวิเคราะห์เชิงเศรษฐกิจด้วย

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

1. A. B. Stambouli, and E. Traversa. *Fuel cells, an alternative to standard sources of energy*” Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2002; Vol. 6, pp. 297-306.
2. S. P. S. Badwel, and K. Foger. *Solid oxide electrolyte fuel cell review* Ceramics International. 1996;Vol. 22, pp. 257-265.
3. Rose; K.S.B. *Energy Conservation In Foundries*. Edited by Miller, R.K., London, 1981;15p.
4. Anucha, Promwungkwa. *A study waste veneer pre – dryer system*. Master’s thesis. Asian Institute of Technology, Thailand. 1989.
5. สมศักดิ์ จรีเวรุโรโรจน์. *การนำความร้อนทิ้งของเตาควิปูล่ากลับมาใช้ใหม่*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2537.
6. Madnaik and Jadhav. *ศึกษาการนำความร้อนทิ้งโดยนำก๊าซที่มีอุณหภูมิ 210 °C กลับมาใช้ประโยชน์ ในระบบอุตสาหกรรมน้ำตาล*. อินเดีย. 1996.
7. Alkhamis; et al. *ออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์โดยใช้คอยล์ทองแดงเป็นวัสดุในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อวิเคราะห์ถึงประโยชน์ของความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่อยู่ในก๊าซไอเสียจากเตาในห้องครัว*. มหาวิทยาลัยมุทาร์ จอร์แดน. 1998.
8. อนุรัตน์ จิตระวีวรรณ และคณะ. *การใช้พลังงานในโรงหล่อเหล็ก*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร. 2543.
9. ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ. *การนำความร้อนทิ้งจากไอเสียจากการผลิตไฟฟ้าก๊าซชีวภาพใน ฟาร์ม สุกร มาใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมพลังงาน). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2548.
10. กอบสิน ทวีสิน. *เครื่องทำน้ำร้อนด้วยแสงอาทิตย์*. 2522.
11. วันชัย แสงคำวงษ์. *ศึกษาการใช้แผงรับแสงอาทิตย์เพื่อทำน้ำอุ่นในเวลากลางวันและทำน้ำเย็นในเวลากลางคืน*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร. 2535.
12. สมชาย มณีวรรณ และคณะ. *ความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทิ้ง จากระบบปรับอากาศแบบเทอร์โมอิเล็กทริก*. 2543.

13. ฐิติพร ถมยาพิทักษ์. *การทำน้ำร้อนจากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศ*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน). กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2545.
14. สิทธิชัย บุญประเสริฐ. *การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ถ่ายเอกสาร. 2532.
15. Dube; et al. *Design construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery*, Proc.5th Int. Heat pipe symposium, Australia. 1996.
16. สมเกียรติ บุญณสะ. *การศึกษาพารามิเตอร์ และการจำลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกากลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. ถ่ายเอกสาร. 2540.
17. ทวีศักดิ์ ทวีวิทยาการ. *การออกแบบและทดสอบเครื่องอุ่นน้ำร้อนแบบท่อความร้อน*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2541.
18. Wang, C.C. Lee, C.J., Chang, C.T. and Lin, S.P. "*Heat transfer and friction characteristics of compact louver fin – and- tube heat exchanger*. Int. J. Heat and Mass Transfer. 1999;Vol. 42, pp. 1946 - 1956.
19. Nye's J.M. and Myers A.J.. *ศึกษาและออกแบบระบบทำความร้อนจากความร้อนทิ้งจากเครื่องซักผ้าในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ร่วมกับปั๊มความร้อน*. 2543.
20. Yan, W.M. and Sheen, P.J. "*Heat transfer and friction characteristics of fin – and- tube heat exchanger*. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2000;Vol. 43, pp. 1651 - 1659.
21. อาทิตย์ ไชยอรนันท์. *การทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน). กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2543.
22. พลเดช ทองขุนดำ. *การออกแบบ สร้างและทดสอบอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป*. วิทยานิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2543.

23. เจนจิรา เปี่ยมดี. การออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในขบวนการอบแห้งขนม. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2545.
24. พงศ์พิชญ์ ต่วนภูษา. การเปรียบเทียบสมรรถนะทางด้านอากาศของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อมีครีบนั่นแบบต่างๆ ภายใต้สภาวะเปียก. วิทยานิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร. 2545.
25. สันต์ สลัดยะนันท์. การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับตู้พักไข่ใช้เชื้อเพลิงที่เป็นวัสดุเหลือใช้จากการผลิตอาหาร. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมพลังงาน) เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2546.
26. ปรีชา มาระกะ. การใช้หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์นำความร้อนทิ้งกลับคืนสำหรับหม้อไอน้ำขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมพลังงาน). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2547.
27. สุนทร สิงหจารุ. การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการดึงกลับความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงถ่านหิน. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). เชียงใหม่: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. ถ่ายเอกสาร. 2547.
28. Kim, N.-H.; Yum. J.-H.; and Webb R.L. "Heat transfer and friction correlation for wavy Plate fin and tube heat exchangers" Transactions of the ASME. n.d.;560-567.
29. Mc Quiston. Faye C., and Parker. Jerald D. *Heating ventilation and air conditioning analysis and design*. New York : John Wiley. 1994.
30. วรราชชล วัฒนนะ. การศึกษาการไหลในชั้นวางเซลล์และชุดกระจายการไหลสำหรับเซลล์เชื้อเพลิงชนิดออกไซด์ของแข็ง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. ถ่ายเอกสาร. 2547.
31. <http://www.ehce.kyoto-u.ac.jp/laboratory/design/design.htm>
32. Balwal S.P.S., Bannister M.J. and Hannink R.H.J., Editors. *Science and Technology of Zirconia V. Technomic PA* : Publishing Company. 1993; pp. 652.
33. http://www.cfcl.com.auAssetsFilesCFCL_Net~Gen_09-05.pdf
34. สมศรี จรุงเรือง. ระเบียบวิธีวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน, พิมพ์ครั้งที่ 1, โรงพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. 2542; หน้า 1-389.
35. Holman, J.P. *Heat Transfer*, 7 Ed, McGraw-Hill, New York,. 1985.
36. Ozisik, M.N. *Heat Transfer a Basic Approach*. McGraw-hill, New York. 1985.

37. William, M.K., and London, A.L. *Compact Heat Exchanger*, 3 Ed., McGraw-hill, New York. 1984.
38. Schmidt, W.F., Henderson, E.R., and Wopgmuth, H.C., *Introduction to Thermal Sciences*, Wiley. n.d.
39. Roshsenow, W.M., Harnett, J.P. and Ganic, E.N. *Handbook of Heat Transfer Applications*, McGraw-Hill, New York. 1985.
40. พงษ์ธร จรัญญากรณ์. การนำพลังงานที่เหลือจากการใช้แล้วกลับมาใช้ใหม่, หน่วยปฏิบัติการวิจัยพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. (ม.ป.ป.); หน้า 1-13.
41. Yau-Pin Chyou, Tsang-Dong Chung, and Jong-Sheng Chen, "START-UP STRATEGY FOR OPERATING A SOLID OXIDE FUEL CELL BASED ON TRANSIENT ANALYSES", Proc. of the 9th International Symposium on SOFC (SOFC IX), Paper #1232, Quebec City: Canada, 15 – 20 May 2005.
42. สุนันท์ ศรีนัยนิตย์. การถ่ายเทความร้อน. พิมพ์ครั้งที่ 4. กรุงเทพมหานคร: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2535.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก
ตารางข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ

ตาราง 10 คุณสมบัติของอากาศที่ความดันบรรยากาศที่อุณหภูมิต่างๆ

ค่าของ μ , k , C_p และ Pr ไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงความดัน ดังนั้นอาจใช้ได้ที่มีความดันต่างๆ

T,K	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg°C	$\mu \times 10^5$ kg/m.s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m.°C	$\alpha \times 10^4$ m ² /s	Pr
100	3.6010	1.026	0.692	1.923	0.00924	0.0250	0.770
150	2.3675	1.009	1.028	4.343	0.01373	0.0574	0.753
200	1.7684	1.006	1.329	7.490	0.01809	0.1016	0.739
250	1.4128	1.005	1.596	11.31	0.02227	0.1570	0.722
300	1.1774	1.005	1.846	15.68	0.2624	0.2216	0.708
350	0.998	1.009	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.014	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.020	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.029	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.039	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.055	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.543	1.063	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.503	1.075	3.332	66.25	0.052.30	0.9672	0.684
750	0.4709	1.085	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.097	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.109	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.121	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.132	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.142	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.440	138.6	0.07320	1.9690	0.704
1200	0.2947	1.179	4.690	159.1	0.07820	2.2510	0.707
1300	0.2707	1.197	4.930	182.1	0.08370	2.58/30	0.705
1400	0.2515	1.214	5.170	205.5	0.08910	2.9200	0.705
1500	0.2355	1.230	5.400	229.1	0.09460	3.2620	0.705

ตาราง 10 (ต่อ)

ค่าของ μ , k , C_p และ Pr ไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงความดัน ดังนั้นอาจใช้ได้กับความดันต่าง ๆ

T,K	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg°C	$\mu \times 10^5$ kg/m.s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m.°C	$\alpha \times 10^4$ m ² /s	Pr
1600	0.2211	1.248	5.630	254.5	0.10000	3.6090	0.705
1700	0.2082	1.267	5.850	280.5	0.10500	3.9770	0.705
1800	0.1970	1.287	6.070	308.1	0.11100	4.3790	0.704
1900	0.1858	1.309	6.290	338.5	0.11700	4.8110	0.704
2000	0.1762	1.338	6.500	369.0	0.12400	5.2600	0.702
2100	0.1682	1.372	6.720	399.6	0.13100	5.7150	0.700

ตาราง 11 คุณสมบัติของน้ำที่ความดันบรรยากาศ

$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	C_p kJ/kg $^{\circ}\text{C}$	ρ kg/m 3	μ kg/m.s	k W/m. $^{\circ}\text{C}$	Pr	$\frac{g \beta \rho^2 C_p}{\mu k}$ 1/m 3 $^{\circ}\text{C}$
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	1.91×10^9
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	6.34×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	1.08×10^{10}
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.46×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.91×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	2.48×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	3.3×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	4.19×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.89×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	5.66×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	6.48×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	7.62×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	8.84×10^{10}
160	71.11	1.186	977.3	4.01	0.665	2.53	9.85×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	1.09×10^{11}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	

ตาราง 11 (ต่อ)

$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$	C_p kJ/kg $^{\circ}\text{C}$	ρ kg/m 3	μ kg/m.s	k W/m. $^{\circ}\text{C}$	Pr	$\frac{g \beta \rho^2 C_p}{\mu k}$ 1/m 3 $^{\circ}\text{C}$
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260.0	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			
647.3*							

* Critical point

ภาคผนวก ข
ตารางแสดงข้อมูลการทดสอบการทำงาน
ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

ผลการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า

ตาราง 12 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่

อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ

อากาศร้อน 0.00353 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	339.1	339.6	339.8	340.1	340.2	340.1	340.8	341.2	342.3	341.8	340.5
Tg,out	33.7	33.8	33.9	33.9	34.3	34.5	34.6	34.9	35.6	36.5	34.6
Tw,in	28.8	28.9	28.8	29.3	30.2	30.3	31.5	32.3	31.2	32.3	30.3
Tw,out	53.1	54.2	54.6	54.8	54.9	55.1	56.4	56.6	57.7	57.4	55.5

ดัน ตกคร่อม (Pa)	เวลา (นาที)										ดันตกคร่อม เฉลี่ย (Pa)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
ΔP	3.4	3.5	3.7	3.9	4.2	3.9	3.9	4.1	4.1	4.5	3.9

ตาราง 13 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิ

อากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน 0.00377 kg/s

และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	338.1	338.6	339.8	340.2	340.7	340.9	340.8	341.2	342.3	342.8	340.5
Tg,out	33.8	33.9	34.3	34.2	34.3	34.9	35.6	35.9	35.6	35.5	34.8
Tw,in	28.8	30	29.8	29.3	30.2	30.6	31.5	32.3	31.2	32.3	30.6
Tw,out	58.1	58.8	60	59.1	59.4	59.7	60.5	61.2	61.8	62.1	60.2

ดัน ตกคร่อม (Pa)	เวลา (นาที)										ดันตกคร่อม เฉลี่ย (Pa)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
ΔP	4.3	4.2	4.3	4.4	4.4	4.5	4.4	4.5	4.4	4.5	4.4

ตาราง 14 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่ อุณหภูมิ
อากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน 0.00404 kg/s
และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	338.3	338.6	339.9	340.5	340.7	340.9	341.2	341.2	342.3	342.8	340.5
Tg,out	33.9	34.9	34.5	34.3	35.6	34.7	35.7	35.8	35.8	35.9	35.2
Tw,in	29.8	30.3	29.8	29.7	30.5	30.8	31.5	32.3	31.4	32.3	30.8
Tw,out	61.6	61.5	61.8	60.9	60.8	60.7	61.7	61.9	61.8	62.0	62.1

ดัน ตกคร่อม (Pa)	เวลา (นาที)										ดันตกคร่อม เฉลี่ย (Pa)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
ΔP	4.9	4.9	5	5.2	5.3	5.2	5.3	5.3	5.2	5.2	5.1

ผลการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า

ตาราง 15 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	337.3	340.6	340.9	340.8	340.7	340.3	340.2	340.4	342.3	342.8	340.6
Tg,out	33.9	34.9	34.5	35.3	35.6	35.7	34.7	35.4	35.8	35.9	35.2
Tw,in	29.8	30.3	30.6	29.7	30.5	30.8	30.9	30.3	30.4	32.3	30.6
Tw,out	67.4	67.5	67.8	66.4	66.6	67.6	67.7	67.5	67.2	67	67.2

ตาราง 16 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0078 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	337.3	338.6	338.9	340.2	340.5	340.3	340.1	340.4	342.3	342.8	340.2
Tg,out	33.9	34.9	34.5	34.3	35.6	34.7	34.7	34.8	35.8	35.9	34.9
Tw,in	29.8	30.3	29.8	29.7	30.5	30.8	30.9	30.3	30.4	32.3	30.5
Tw,out	61.6	61.5	61.8	60.9	60.8	61.6	61.7	61.9	61.8	62	61.6

ตาราง 17 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	339.1	339.6	339.8	340.1	340.2	340.1	340.8	341.2	342.3	341.8	340.5
Tg,out	33.7	33.8	33.9	33.9	34.3	34.5	34.6	34.9	35.6	36.5	34.6
Tw,in	28.8	28.9	28.8	29.3	30.2	30.3	31.5	32.3	31.2	32.3	30.3
Tw,out	53.1	54.2	54.6	54.8	54.9	55.1	56.4	56.6	57.7	57.4	55.5

ผลการทดสอบที่การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า

ตาราง 18 แสดงผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 200 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	200.3	200.6	200.9	200.8	200.7	200.5	200	199.8	199.5	200.1	200.1
Tg,out	33.9	32.9	33.5	33.3	33.6	32.7	32.2	32.4	33.1	33	33.1
Tw,in	30	29.3	29.6	30.1	30.5	30.4	30.6	30.3	30.7	30.2	30.2
Tw,out	43.4	43.5	43.8	43.4	43.6	43.6	43.7	43.8	43.1	43	43.5

ตาราง 19 แสดงผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 220 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	220.0	220.6	220.9	220.8	220.7	220.5	220.3	220.4	221.2	221.1	220.7
Tg,out	33.9	32.9	33.5	33.3	33.6	32.7	32.8	33.9	33.5	33.0	33.4
Tw,in	30.0	29.3	29.8	30.1	30.5	30.4	30.6	30.3	29.7	30.2	30.1
Tw,out	45.2	45.5	45.8	45.4	44.5	45.6	45.7	45.8	45.1	45.0	45.4

ตาราง 20 แสดงผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 270 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	271.1	270.6	270.9	270.8	270.7	270.5	270.3	270.4	272.2	271	270.8
Tg,out	33.9	32.9	33.5	33.3	33.6	33.7	32.8	33.9	33.5	34.0	33.5
Tw,in	30.0	29.3	29.8	30.5	30.5	30.1	30.6	30.3	29.7	30.2	30.1
Tw,out	49.2	49.5	49.8	49.4	49.5	49.6	49.7	49.8	49.9	49.0	49.6

ตาราง 21 แสดงผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่
อุณหภูมิอากาศร้อน 300 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวล
ของอากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	300.1	300.6	299.5	299.2	299.8	300.5	300.3	300.4	300.2	299.9	300.1
Tg,out	33.9	34.2	33.5	33.3	33.6	33.7	34.1	33.9	33.5	34	33.9
Tw,in	30	29.3	29.8	30.5	29.6	30.1	30.6	30.3	29.7	30.8	30.1
Tw,out	49.2	51.3	50.9	51.4	51.5	51.6	51.7	51.8	51.9	51.2	51.4

ตาราง 22 ผลการทดสอบการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ณ ที่
 อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 30 °C อัตราการไหลเชิงมวลของ
 อากาศร้อน 0.00353 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0094 kg/s

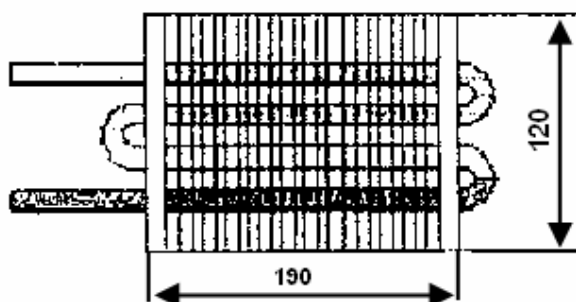
อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)										อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Tg,in	339.1	339.6	339.8	340.1	340.2	340.1	340.8	341.2	342.3	341.8	340.5
Tg,out	33.7	33.8	33.9	33.9	34.3	34.5	34.6	34.9	35.6	36.5	34.6
Tw,in	28.8	28.9	28.8	29.3	30.2	30.3	31.5	32.3	31.2	32.3	30.3
Tw,out	53.1	54.2	54.6	54.8	54.9	55.1	56.4	56.6	57.7	57.4	55.5

ภาคผนวก ค
ตัวอย่างการคำนวณค่าต่างๆ
ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

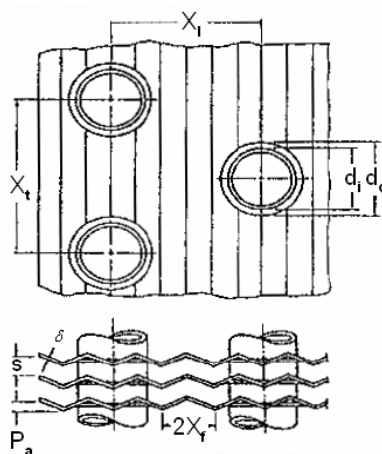
ตัวอย่างการคำนวณ

แกนกลาง (Core) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ได้ออกแบบใช้แกนกลาง (Core) มีลักษณะเป็นท่อทองแดงกลม 16 แถว วางเรียงกันเป็นแบบสลับฟันปลา (The staggered arrangement) มีครีบริบความร้อนจากอากาศร้อนเป็นแบบ Wavy fin (28) ทำมาจากอลูมิเนียม ดังภาพประกอบ 53 และภาพประกอบ 54



ภาพประกอบ 53 ขนาดของแกนกลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบ



ภาพประกอบ 54 ลักษณะครีบริบายความร้อนแบบ Wavy fin (28)

All and Ramadhyan⁽²⁸⁾ ได้พัฒนาค่า Colburn factor (j) ของแกนกลางแบบท่อกลมที่มีครีบริบายความร้อนแบบ Wavy fin ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$j_3 = 0.394 \times (\text{Re}_D)^{-0.357} \left(\frac{24}{16}\right)^{-0.272} \left(\frac{2.2}{7.8}\right)^{-0.205} \left(\frac{2.8}{1.6}\right)^{-0.558} \left(\frac{1.6}{2.2}\right)^{-0.133} \quad (1)$$

$$N_f = 12 \text{ ครีป/inch} = 0.4729 \text{ ครีป / mm}$$

$$\delta = 0.60$$

ในที่นี้ C'' เป็นค่าน้อยที่สุดของ $2a$ and $2b$

$$2a = 2 \times 5.8041 = 11.6088 \text{ mm}$$

$$2b = 2 \times 3.4088 = 6.8176 \text{ mm}$$

$$C'' = 2b$$

$$d_o = 7.8 \text{ mm}$$

จากสมการ (2)

$$\begin{aligned} A_c &= \left(\frac{120}{24} - 1 \right) (6.8176 \times 190) + [(24 - 7.8) - (24 - 7.8) 0.60 \times 0.4724] 190 \\ &= 7,386.95 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$A = A_b + A_f \quad (3)$$

$$A_b = \pi d_o (L_2 - \delta N_f L_2) N_t + 2 \left(L_1 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad (4)$$

แทนค่าในสมการ (4)

$$\begin{aligned} A_b &= \pi \times 7.8 (190 - (0.60 \times 0.4724 \times 190)) 167 + 2 \left((200 \times 120) - \frac{\pi \times 7.8^2 \times 167}{4} \right) \\ &= 589,176.676 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_f &= 2 \left(L_1 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t + L_3 \delta \right) N_f L_2 \quad (5) \\ &= 2 \left((200 \times 120) - \frac{\pi (7.8)^2}{4} 167 + (120 \times 0.60) \right) 0.4729 \times 190 \\ &= 2,929,109.343 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore A &= 589,176.676 + 2,929,109.343 \\ &= 3,518,286 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$D_h = \frac{4A_c L_1}{A} = \frac{4\sigma}{\alpha} \quad (6)$$

$$= \frac{4 \times 589,176.676 \times 200}{3,518,286}$$

$$= 133.97 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{A}{L_1 L_2 L_3} \quad (7)$$

$$= \frac{3,518,286}{200 \times 190 \times 120}$$

$$= 0.772 \text{ mm}^{-1}$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \frac{A_c}{L_2 L_3} \quad (8)$$

$$= \frac{7,386.95}{22,800}$$

$$= 0.3234$$

$$\frac{A_i}{A_o} = \frac{A - A_f}{A_o} = \frac{(3,518,286 - 2,929,109.343)}{3,518,286} = 0.1675$$

1. หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection heat transfer coefficients)

ด้านอากาศร้อน (Hot air side)

สมมติอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศร้อน $\left(\frac{340 + 50}{2}\right) = 195 \text{ }^\circ\text{C} = 468 \text{ K}$ มีความเร็วของ

อากาศร้อนขาเข้า 1.238 m/s อุณหภูมิอากาศภายนอก 35 $^\circ\text{C}$ จากตาราง 75 แสดงคุณสมบัติของอากาศที่ความดันบรรยากาศ จะได้คุณสมบัติของอากาศดังนี้

ตาราง 23 แสดงคุณสมบัติของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

T, K	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg $^\circ\text{C}$	$\mu \times 10^5$ kg/m.s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m. $^\circ\text{C}$	$\alpha \times 10^4$ m ² /s	Pr
468	0.75504	1.02324	2.55132	33.9384	0.038262	0.470512	0.68192

$$\begin{aligned}
 T_{ao} &= (T_{ao} \times 2) + T_{ai} \\
 &= (195 \times 2) + 35 = 355 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

$$Re_a = \frac{G_a D_h}{\mu_a}$$

$$G_a = \frac{\dot{m}_a}{A_c} = G_{fr} \frac{A_{fr}}{A_c}$$

$$\sigma = \frac{A_{fr}}{A_c}$$

$$G_a = \frac{G_{fr}}{\sigma}, G_{fr} = \rho_a \cdot v_{fr} = 0.75504 \times 1.238 = 0.935 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\begin{aligned}
 G_a &= \frac{0.935}{0.3234} \\
 &= 2.892 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Re_a &= \frac{2.892 \times 133.97 \times 10^5}{2.55132 \times 1,000} \\
 &= 15,185.914
 \end{aligned}$$

$$j_n = j_3 (1350 - 0.162N) \quad (9)$$

ภาพประกอบ 54 และภาพประกอบ 55 แสดงรายละเอียดของครีบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดขนาดกะทัดรัดที่ออกแบบมีค่า $x_t = 24 \text{ mm}$, $x_l = 16 \text{ mm}$, $x_f = 2.8 \text{ mm}$, $s = 2.2 \text{ mm}$, $P_d = 1.6 \text{ mm}$

แทนค่าในสมการ (1)

$$\begin{aligned}
 j_3 &= 0.394 \times (15,185.914)^{-0.357} \left(\frac{24}{16}\right)^{-0.272} \left(\frac{2.2}{7.8}\right)^{-0.205} \left(\frac{2.8}{1.6}\right)^{-0.558} \left(\frac{1.6}{2.2}\right)^{-0.133} \\
 &= 0.011228
 \end{aligned}$$

ในที่นี้

$$N = 16$$

$$\begin{aligned} j_n &= 0.11228(1350 - 0.162(16)) \\ &= 242.87 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_a &= j_n G_a C_{p,a} \text{Pr}_a^{-2/3} \quad (10) \\ &= 242.87 \times 2.892 \times 1.02324 \times 0.68192^{-2/3} \\ &= 927.672 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

ด้านน้ำ (Water side)

สมมติอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ $\left(\frac{30+60}{2}\right) = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ มีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w) 0.0094 kg/s อุณหภูมิอากาศภายนอก $35 \text{ }^\circ\text{C}$ จากตาราง 24 แสดงคุณสมบัติของน้ำที่ความดันบรรยากาศ จะได้คุณสมบัติของน้ำดังนี้

ตาราง 24 แสดงคุณสมบัติของน้ำที่ความดันบรรยากาศ

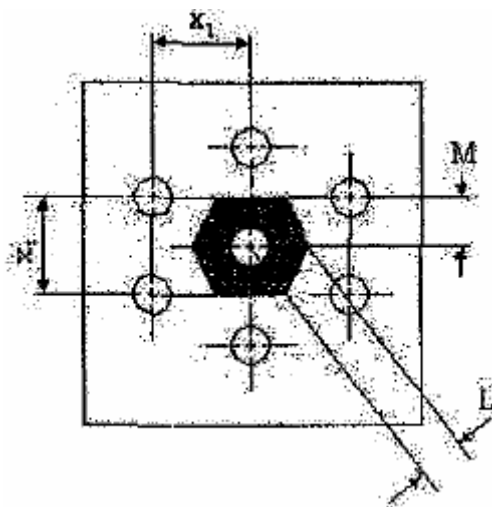
$^\circ\text{F}$	$^\circ\text{C}$	C_p kJ/kg $^\circ\text{C}$	ρ kg/m 3	μ kg/m.s	k W/m. $^\circ\text{C}$	Pr	$\frac{g \beta \rho^2 C_p}{\mu k}$ 1/m 3 $^\circ\text{C}$
114	45	4.174	990.05	5.997806	0.63910	3.9198	5.121×10^{10}

$$\begin{aligned} \text{Re}_w &= \frac{vD}{V} = \frac{\dot{m}_w D}{A \mu_a} \\ &= \frac{0.0094 \times 0.0078 \times 10^5}{\frac{\pi(0.0078^2)}{4} \times 5.997 \times 1,000} \\ &= 27.415 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= 0.023 \text{Re}_w^{0.8} \text{Pr}_w^{0.3} \quad (11) \\ &= 0.023 \times 27.415^{0.8} \times 3.9198^{0.3} \\ &= 0.489 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{Nu_D k_w}{D} \\
 &= \frac{0.489 \times 0.639}{0.0078} \\
 &= 40.129 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

2. หาค่าประสิทธิภาพรวมของครีบริบความร้อน (Overall surface efficiency)



ภาพประกอบ 56 ลักษณะการวางท่อแบบ Hexagonal fin⁽²⁹⁾ ที่ใช้ในการออกแบบ

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{x_i}{2} = \frac{24}{2} = 12 \text{ mm} \\
 L &= \left[\frac{\left(\frac{x_i}{2}\right)^2 + x_i^2}{2} \right]^{1/2} = \left(\frac{144 + 256}{2} \right)^{1/2} = 14.14 \text{ mm} \\
 \psi &= \frac{M}{r} = \frac{12 \times 2}{7.8} = 3.076 \\
 \beta &= \frac{L}{M} = \frac{14.14}{12} = 1.1783
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{Re}{r} &= 1.27\psi(\beta - 0.3)^{1/2} \\
 &= 1.27 \times (3.076)(1.1783 - 0.3)^{1/2} \\
 &= 3.661
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

$$\begin{aligned}\phi &= \left(\frac{\text{Re}}{r} - 1\right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{\text{Re}}{r}\right) \\ &= (3.661 - 1)(1 + 0.35 \ln 3.661) \\ &= 3.869\end{aligned}\quad (14)$$

$$\begin{aligned}m &= \left(\frac{2h_o}{k\delta}\right)^{1/2} \\ &= \left(\frac{2 \times 927.27 \times 1,000}{177 \times 0.60}\right)^{1/2} \\ &= 132.175 \text{ m}^{-1}\end{aligned}\quad (15)$$

จากสมการ

$$\begin{aligned}\eta_f &= \frac{\tanh(mr\phi)}{(mr\phi)} \\ &= \frac{\tanh(132.175 \times (0.0078/2) \times 3.869)}{(132.175 \times (0.0078/2) \times 3.869)} \\ &= 0.483\end{aligned}\quad (16)$$

จากสมการ

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

จาก Geometry ของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

$$\begin{aligned}\frac{A_f}{A} &= \frac{2,929,109.343}{3,518,286} \\ &= 0.833\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_o &= 1 - (0.833)(1 - 0.483) \\ &= 0.570\end{aligned}$$

3. หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The Overall heat transfer efficiency)

จากสมการ (2-9)

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{1}{h_o \eta_o}}$$

จาก Geometry ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{A}{A_i} = \frac{A}{A - A_f} = \frac{3,518,286}{3,518,286 - 2,929,109.343} = 5.972$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{5.972}{40.129} + \frac{1}{972.672 \times 0.570}}$$

$$= 6.636 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. ตัวอย่างการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนรวม (Heat transfer rate)

โดยมีข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณดังนี้

ค่าที่ได้จากการตรวจวัด

น้ำ

อุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้า ($T_{c,in}$)	=	30	°C
อุณหภูมิของน้ำป้อนขาออก ($T_{c,out}$)	=	55	°C
อัตราการไหลของน้ำป้อน (\dot{m}_w)	=	0.0094	kg/s
ค่าความจุความร้อนของน้ำป้อน ($C_{p,c}$)	=	4.18	kJ/kg.K

อากาศร้อน

อุณหภูมิของอากาศร้อนขาเข้า ($T_{h,in}$)	=	340	°C
อุณหภูมิของอากาศร้อนขาออก ($T_{h,out}$)	=	35	°C
อัตราการไหลของน้ำป้อน (\dot{m}_h)	=	0.00353	kg/s
ค่าความจุความร้อนของอากาศร้อน ($C_{p,h}$)	=	1.023	kJ/kg.K
ความหนาแน่นของอากาศร้อน (ρ)	=	0.755	kg/m ³

4.1 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำป้อนที่ได้รับจากอากาศร้อน จาก

$$\begin{aligned} Q_c &= \dot{m}_w C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \\ &= 0.0094 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg.K} \times (55 - 30) \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0.988 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนที่ถ่ายเทให้แก่น้ำป้อน

หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน จาก

$$\begin{aligned} Q_h &= \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= 0.00353 \text{ kg/s} \times 1.023 \text{ kJ/kg.K} \times (340 - 35) \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 1.103 \text{ kW} \end{aligned}$$

เมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างของอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำป้อนกับอากาศร้อน พบว่ามีความแตกต่างกันประมาณ 9.744 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากอาจมีความผิดพลาดของเครื่องมือวัดหรือการอ่านค่าจากเครื่องมือวัด แต่ทั้งนี้เป็นค่าที่ยอมรับได้ โดยที่ค่ามีความแตกต่างไม่เกิน 10 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ

$$\frac{0.988 + 1.103}{2} = 1.037 \text{ kW}$$

4.3 คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก Geometry ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

$$A_o = \frac{3,518,286}{1,000^2} = 3.518 \text{ m}^2$$

$$U_o = 6.636 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

ดังนั้น $U_o A_o = 23.345 \text{ W/K}$

4.4 คำนวณหาค่าเอ็นทาลปีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ทำการเปรียบเทียบค่า $\dot{m}C_p$ ของของไหลแต่ละกระแส

$$\text{น้ำป้อน } \dot{m}C_p = 0.0094 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg.K} = 0.039292 \text{ kW/K}$$

$$\text{อากาศร้อน } \dot{m}C_p = 0.00353 \text{ kg/s} \times 1.023 \text{ kJ/kg.K} = 0.003611 \text{ kW/K}$$

จากการเปรียบเทียบ $\dot{m}C_p$ ที่มีค่าน้อยที่สุด พบว่าของอากาศร้อนมีค่าน้อยกว่า
ดังนั้นจาก

โดย
$$C_r = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} = \frac{0.003611}{0.039292} = 0.1$$

$$NTU = \frac{A_o U_o}{C_{\min}} = \frac{23.345}{0.003611 \times 1,000} = 6.464$$

4.5 คำนวณหาค่าประสิทธิผล (Effectiveness) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดย
คำนวณจาก

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= (\dot{m}C_p)_{\min} \times (T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 0.003611 \text{ kW/K} \times (340 - 30) \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 1.119 \text{ kW} \end{aligned}$$

ดังนั้นค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีนี้มีค่าเท่ากับ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1.037}{1.119} = 0.926$$

หรือหาได้จาก

จากตาราง 2.3 สมการ (2-39)

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22} \left\{\exp(-C_r(NTU)^{0.78}) - 1\right\}\right] \\ &= 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{0.1}\right)(6.464)^{0.22} \left\{\exp(-0.1(6.464)^{0.78}) - 1\right\}\right] \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

4.6. คำนวณหาค่าความดันตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop, ΔP)

จากการทดลองอุณหภูมิทางด้านขาเข้าของอากาศร้อน $T_{h,in} = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$

สมมติอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศร้อน $\left(\frac{340 + 50}{2}\right) = 195 \text{ }^{\circ}\text{C} = 468 \text{ K}$

จากตาราง ก.1	ที่อุณหภูมิ 50 °C	$\rho_1 = 0.998 \text{ kg/m}^3$
	ที่อุณหภูมิ 340 °C	$\rho_2 = 0.5879 \text{ kg/m}^3$
	ที่อุณหภูมิ 195 °C	$\mu_a = 2.5513 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{0.998 + 0.5879}{2} = 0.79295 \text{ kg/m}^3$$

จากสมการ

$$\Delta P_o = \frac{G_a^2}{2g_c \rho_1} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + f \frac{A \rho_1}{A_c \rho_m} \right]$$

จากข้อมูลดังที่ได้กล่าวไปแล้วจะได้ว่า

$$G_a = \frac{G_{fr}}{\sigma}, \quad G_{fr} = \rho_a \cdot v_{fr} = 0.75504 \times 1.238 = 0.935 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \frac{A_c}{L_2 L_3} = \frac{7,386.95}{22,800} = 0.3234$$

$$D_h = \frac{4A_c L_1}{A} = \frac{4\sigma}{\alpha} = \frac{4 \times 589,176.676 \times 200}{3,518,286} = 133.97 \text{ mm}$$

$$G_a = \frac{0.935}{0.3234} = 2.892 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_a = \frac{2.892 \times 133.97 \times 10^5}{2.55132 \times 1,000} = 15,185.914$$

$$\frac{A}{A_c} = \frac{3,518,286}{7,386.95} = 476.284$$

$$\frac{A_f}{A} = \frac{2,929,109.343}{3,518,286} = 0.833$$

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A} \right) \left(1 - \frac{\delta}{p_f} \right) \quad (17)$$

$$f_f = 4.467 \text{Re}_D^{-0.423} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-1.08} \left(\frac{s}{D} \right)^{-0.0339} \left(\frac{x_f}{P_d} \right)^{-0.672}$$

ในที่นี้

$$P_t = x_t = 24 \text{ mm}, \quad P_l = x_l = 16 \text{ mm}, \quad x_f = 2.8 \text{ mm}, \quad s = 2.2 \text{ mm}, \quad P_d = 1.6 \text{ mm}$$

$$f_f = 4.467 \times 15,185.914^{-0.423} \left(\frac{24}{16}\right)^{-1.08} \left(\frac{2.2}{7.8}\right)^{-0.0339} \left(\frac{2.8}{1.6}\right)^{-0.672}$$

$$= 0.0352$$

$$f_t = E_u \frac{A_c}{A_t N} \quad (18)$$

$$E_u = 4 \times \left[0.044 + \frac{0.08 P_l / D}{[(P_l - D) / D]^{0.43 + 1.13 D / P_l}} \right] \text{Re}_D^{-0.15} \quad (19)$$

$$= 4 \times \left[0.044 + \frac{0.08 \left(\frac{16}{7.8}\right)}{\left[\frac{(24 - 7.8)}{7.8}\right]^{0.43 + 1.13 \left(\frac{7.8}{16}\right)_l}} \right] 15,185.914^{-0.15}$$

$$= 0.118$$

$$A_t = A - A_f = A_b$$

$$\frac{A_c}{A_t} = \frac{7,386.95}{3,518,286} = 0.01254$$

$$f_t = \frac{0.01254 + 0.118}{16} = 0.0082$$

$$f = (0.0352 \times 0.833) + (0.0082)(1 - 0.833) \left(1 - \frac{0.60}{2.560}\right)$$

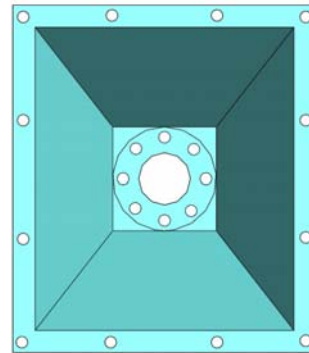
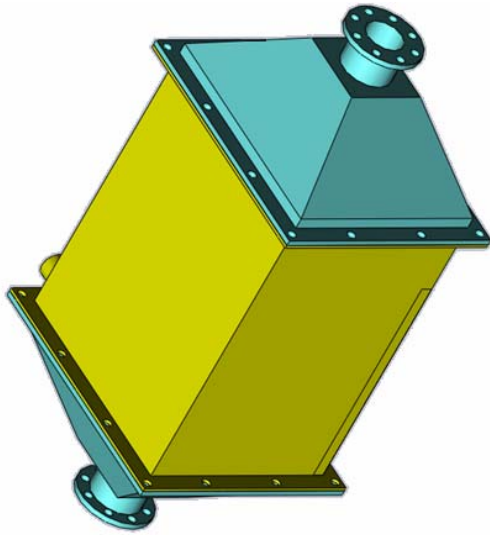
$$= 0.031$$

$$\Delta P_o = \frac{2.892^2}{2 \times 9.81 \times 0.998} \times \left[(1 + 0.3234^2) \times \left(\frac{0.998}{0.5879} - 1 \right) + \left(0.031 \times 476.284 \times \left(\frac{0.998}{0.79295} \right) \right) \right]$$

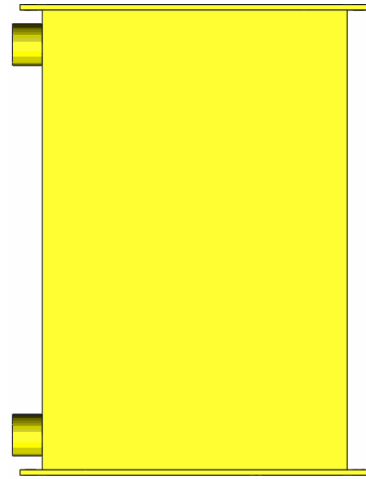
$$= 8.267 \text{ N/m}^2$$

∴ ค่าความดันตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 8.267 N/m²

ภาคผนวก ง
แบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

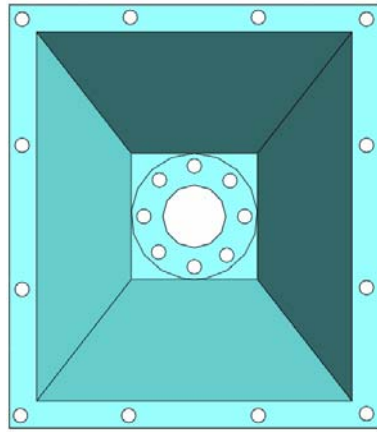


ฝาครอบ

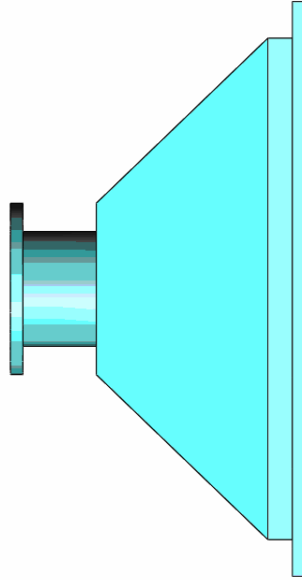


โครงสร้างหลัก

ผู้ออกแบบ	ยงยุทธ เครือวงษา	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ผู้ตรวจแบบ	พินิต อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง	
มาตรฐาน 1 : 10	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดกะทัดรัด	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
แผ่นที่ 1		

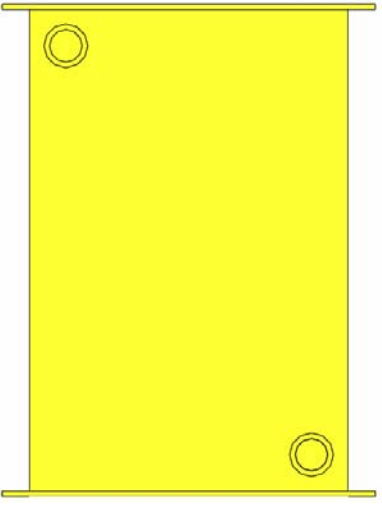


TOP VIEW

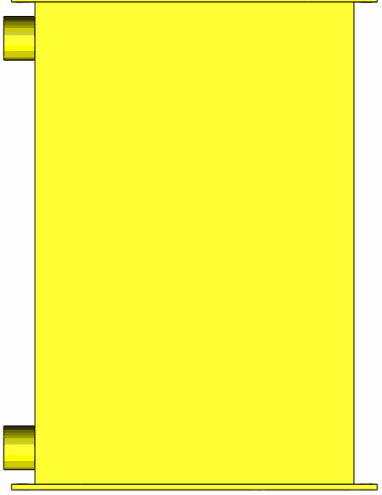


SIDE VIEW

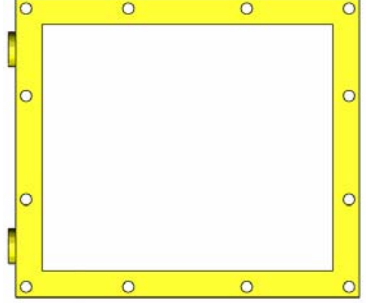
ผู้ออกแบบ	ยงยุทธ เครือวงษา	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ผู้ตรวจแบบ	พินิติ อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง	
มาตรฐาน 1 : 10	ผาตรวจเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนขนาดกะทัดรัด	
แผ่นที่ 2		



TOP VIEW



SIDE VIEW



FRONT VIEW

ผู้ออกแบบ	ยงยุทธ เครือวงษา	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ	
ผู้ตรวจแบบ	พินิติ อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง		
มาตรฐาน 1 : 10	โครงสร้างเหล็กเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		
แผ่นที่ 3			

ภาคผนวก จ

บทความเข้าร่วมประชุมวิชาการ สภาอาจารย์ ส่วนการศึกษา
โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า ปี พ.ศ. 2550
ปีที่ 5, ฉบับที่ 1 (เม.ย.-พ.ค. 50), หน้า 171-178

ยงยุทธ เครือวงษา

พ.ท.ศ.ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง

ผศ.ดร. วรณวิไล ไกรเพชร

โครงการความร่วมมือทางวิชาการระหว่างภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ และ

กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้ง กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบ อัลลอยด์ของแข็ง

Design of Compact Heat Exchanger for Waste Heat Recovery in Solid Oxide Fuel Cells System

บทคัดย่อ

งานวิจัยในครั้งนี้ได้ทำการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลลอยด์ของแข็ง โดยความร้อนทิ้งอยู่ในรูปของอากาศร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 200°C - 340°C ก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอกโดยอากาศร้อนนี้ถูกใช้แลกเปลี่ยนกับน้ำเย็นเพื่อ

ผลิตน้ำอุ่น ตัวแปรที่ศึกษาได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ และอุณหภูมิของอากาศร้อน โดยทิศทางการไหลของน้ำเย็นและอากาศร้อนเป็นแบบไหลสวนทางกัน จากการศึกษาพบว่า ค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.847 - 0.880 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน และอุณหภูมิของอากาศร้อน จาก

การทดสอบที่อัตราไหลเชิงมวลของอากาศร้อน และน้ำมีค่า 0.00434 kg/s และ 0.0063 kg/s ตามลำดับ ซึ่งสามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำจาก 30.6°C เป็น 67.2 °C และสามารถลดอุณหภูมิของอากาศร้อนลงเหลือ 35.2 °C โดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าระหว่าง 0.660 - 1.152 kW

คำหลัก : ความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

Abstract

This research is to design and construct the prototype of compact heat exchange for the purpose of waste heat recovery process in Solid Oxide Fuel Cell system. The waste heat is hot air which its temperature is around 200 °C – 340 °C. This heated hot air is exchanged with cool water to produce warm water and also reduce the high temperature of hot air. The parameter that interested are the mass flow rate of hot air, the mass flow rate of water and the temperature of hot air. From the experiment, the heat effectiveness is about 0.847 - 0.880, depending on the mass flow rate and temperature of input hot air. At the flow rate of 0.00434 kg/s, and flow rate water of 0.0063 kg/s, the water can be heated from 30.6 °C to 67.2 °C and the temperature can be reduced down to 35.2 °C. The rate of heat transfer is about 0.660 - 1.152 kW.

Key words : waste heat recovery, compact

heat exchanger

1. บทนำ

172 การสำรวจวิชาการ พ.ศ. 2550 ใน อุตสาหกรรมปิโตรเลียม สถานการณ์ด้านพลังงานมีความต้องการใช้จำนวนที่เพิ่มมากขึ้นทุกวัน และมีแนวโน้มที่จะหมดไปในอนาคตอันใกล้ เหตุนี้ทำให้ราคาของผลิตภัณฑ์น้ำมันเชื้อเพลิงมีราคาสูงขึ้นเรื่อย ๆ การแสวงหาแหล่งพลังงานอื่น ๆ มาทดแทนจึงเป็นเรื่องสำคัญ เซลล์เชื้อเพลิง (fuel cell) เป็นทางเลือกหนึ่งของพลังงานที่สามารถนำมาทดแทนได้ เป็นระบบการผลิตกระแสไฟฟ้าที่สะอาดที่อาศัยขบวนการทางไฟฟ้าเคมีระหว่าง ก๊าซไฮโดรเจน กับก๊าซออกซิเจน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง (Solid Oxide Fuel Cell : SOFC) เนื่องจากมีประสิทธิภาพในการผลิตกระแสไฟฟ้าที่ค่อนข้างสูง

เซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง ทำงานที่อุณหภูมิระหว่าง 600 - 1,000°C จึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างหนึ่งในการจัดการด้านความร้อนของระบบ ด้วยเหตุผลในเรื่องความปลอดภัยในการทำงาน การบำรุงรักษาและในด้านประสิทธิภาพของเซลล์เชื้อเพลิงเอง ถ้าการจัดการด้านความร้อนของเซลล์เชื้อเพลิงดี โดยมีการนำความร้อนที่สูญเสียออกไปใช้ประโยชน์ และมีการลดการสูญเสียพลังงานสู่บรรยากาศโดยเปล่าประโยชน์ ก็จะส่งผลถึงระบบเซลล์เชื้อเพลิงมีประสิทธิภาพสูงด้วย

ปัจจุบันมีนักวิจัยหลายท่านได้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยประยุกต์ใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในรถยนต์ (automobile heat exchanger) เพื่อดึงความร้อนที่กลับ มาใช้ประโยชน์ โดย

เจนจิรา[1] ได้ดัดแปลงคอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศรถยนต์มาใช้ในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งที่ลอยตัวจากเตาอย่างขมเพื่อใช้ในการอุ่นน้ำผ่านหม้อไอน้ำ และทะนงเกียรติ [2] ได้มีการดัดแปลงหม้อไอน้ำรถยนต์มาใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการดึงความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียกลับคืน นอกจากนี้ อติพงศ์ และทนงเกียรติ [3] ยังมีการดัดแปลงหม้อไอน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนเพื่อใช้ดึงความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศกลับมาใช้ทำความเย็นสำหรับอากาศก่อนเข้าเครื่องส่งลมเย็น (fan coil) และพัฒนาเพื่อมาใช้ในการบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์

จะเห็นว่างานวิจัยที่ผ่านมามีเป้าหมายหลักในการศึกษาเพื่อการประยุกต์ใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในรถยนต์ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ในการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ในภาคอุตสาหกรรมต่าง ๆ แต่ในส่วนระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งยังไม่มีข้อมูลที่แน่ชัดเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดดังกล่าว ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงจะทำการศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเพื่อนำความร้อนทิ้งจากระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอ็อกไซด์ของแข็งมาใช้ประโยชน์ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียร้อนกับน้ำเย็นก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก เพื่อให้ได้น้ำร้อนอุณหภูมิใช้งานมากกว่า 50 °C สำหรับการอุปโภค และลดระดับอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ไหลออกมาให้มีระดับอุณหภูมิเป็นที่ยอมได้ในการปล่อยสู่บรรยากาศ ทำให้เป็นการลดมลภาวะด้านความร้อนอันเป็นสาเหตุที่ทำให้โลกร้อนขึ้น ซึ่งข้อมูล

ที่ได้รับคาดว่าจะจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอนาคต

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด ซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียร้อนซึ่งมีอุณหภูมิสูงและน้ำซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_h = \dot{m}_a C_{p_h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_w C_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

โดยที่

Q_h	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน (W)
Q_c	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (W)
\dot{m}_a	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน (kg/s)
\dot{m}_w	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s)
C_{p_h}	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศร้อน (J/kgK)
C_{p_c}	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (J/kgK)
$T_{h,in}$	คือ	อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า (°C)
$T_{h,out}$	คือ	อุณหภูมิอากาศร้อนขาออก (°C)
$T_{c,in}$	คือ	อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)
$T_{c,out}$	คือ	อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย (Q_{ave}) สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_{ave} = \frac{1}{2}(Q_h + Q_c) \quad (3)$$

$$Q_{ave} = (UA)\Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

โดยที่

Q_{ave} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (W)

(UA) คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (W/K)

ΔT_{LMTD} คือ อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)

เนื่องจากงานวิจัยนี้รูปแบบการไหลระหว่างอากาศร้อนกับน้ำของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบสวนทาง ดังนั้นการคำนวณหาค่าอุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อกหาได้จาก

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \quad (5)$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะพิจารณาในรูปของค่า Nusselt number ดังสมการ

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

โดยที่

Nu_D คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/mK)

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)

ดัชนีที่บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบันคือค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อน (effectiveness) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{Q_{max}} \quad (7)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max}} \quad (8)$$

$$Q_{max} = (\dot{m}C_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (9)$$

โดยที่

174 ε วรรณสารทางวิชาการ พ.ศ. 2550 คือ ประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อน

Q_{ave} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด (W)

$(\dot{m}C_p)_{\min}$ คือ ผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลกับความร้อนจำเพาะของของไหลที่มีค่าน้อย (kW/K)

ΔT_{\max} คือ อุณหภูมิแตกต่างสูงสุด ($^{\circ}\text{C}$)

นอกจากค่าต่างๆ ที่กล่าวมาแล้ว ยังมีตัวแปรอีกตัวแปรหนึ่งซึ่งนิยมใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนคือ จำนวนหน่วยการถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Number of Transfer Units (NTU) โดยสามารถแสดงได้ดังนี้

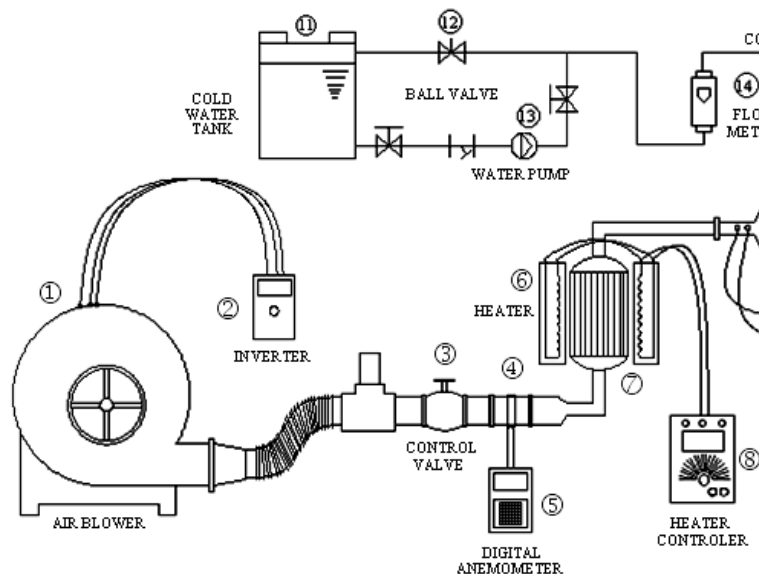
$$NTU = \frac{(UA)}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (10)$$

3. อุปกรณ์การทดสอบ

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เพื่อใช้ในกระบวนการดึงความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์ สำหรับผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิมากกว่า 50°C อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ตามรูปที่ 1 โดยใช้พัดลม (①) (blower) ขนาด 1.5 kW เป็นแหล่งกำเนิดอากาศ ซึ่งควบคุมปริมาณอากาศไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการปรับอินเวอร์เตอร์ (②) (Inverter) หรือปรับหริวาล์ว

(๓) โดยปริมาณอากาศแต่ละครั้งของการทดสอบ จะถูกกำหนดโดยเครื่องวัดความเร็ว (๔) อากาศจะต้องไหลผ่านท่อรับความร้อน (๗) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องกำเนิดความร้อน (๖) ทำให้อากาศมีอุณหภูมิตามที่ต้องการและจัดระเบียบการไหลของอากาศให้มีการไหลปั่นป่วนน้อยที่สุด โดยกำหนดให้อากาศเป็นก๊าซไอเสียร้อนก่อนที่จะเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด (๑๕) ต่อไป

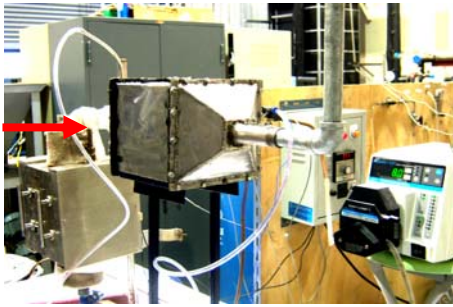
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดถูกออกแบบให้มีขนาดกว้าง 0.20 m. ยาว 0.22 m. และสูง 0.22 m. มีท่อทางเข้าและทางออกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0254 m. ภายในใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0095 m. ครอบอลูมิเนียมแบบรอยหยัก โดยอุณหภูมิอากาศร้อนเข้า ออก และอุณหภูมิน้ำเข้า ออก ถูกวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิล type K จำนวนทั้งสิ้น 6 จุด โดยบันทึกค่าที่วัดได้ลงอุปกรณ์ data logger ส่วนค่าความดันตกคร่อมใช้เครื่องมือ digital differential pressure ในการวัดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดมีการหุ้มฉนวนใยแก้วความร้อนเพื่อลดการสูญเสียความร้อนสู่บรรยากาศภายนอก



0.00434 ถึง 0.00498 kg/s ซึ่งใกล้เคียงกับค่าตัวอย่างอัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อนสูงสุด 0.0196 kg/s ขนาด SOFC 2,070 W มีสถานะเป็นก๊าซ [5] และปรับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำให้อยู่ในช่วง 0.0063 ถึง 0.0094 kg/s ในแต่ละช่วงความเร็วอากาศร้อนและอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ทดสอบจะต้องรอให้อุณหภูมิทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในสภาวะคงตัว (steady state) ก่อนจะทำการบันทึกค่าและเก็บข้อมูล ในขณะเดียวกันก็บันทึกค่าความดันตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวด้วย

รูปที่ 1 ไดอะแกรมของอุปกรณ์การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

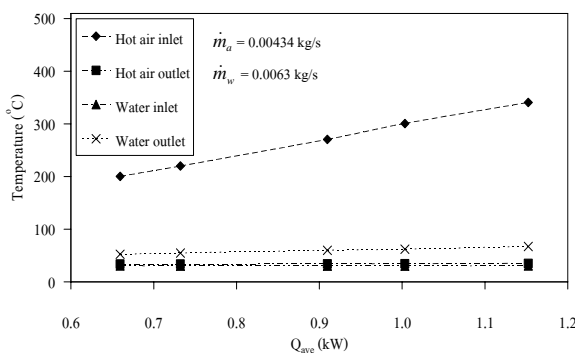
รูปที่ 1 ไดอะแกรมของอุปกรณ์การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด



รูปที่ 2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

5. ผลการทดสอบและการวิเคราะห์

เมื่อได้ทำการทดสอบและคำนวณตามขั้นตอนที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้ว จากนั้นจึงได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์โดยแบ่งออกเป็น การทดสอบที่การปรับเปลี่ยนปัจจัยทางด้านขาเข้าต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เนื่องจากการทำงานของระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลไกคัลของแข็ง ความร้อนทิ้งจากระบบอยู่ในรูปของอากาศร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 200°C-340°C ก่อนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศภายนอก [5] ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการทดสอบที่ค่าอากาศร้อนต่างๆ เพื่อวิเคราะห์ผลที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

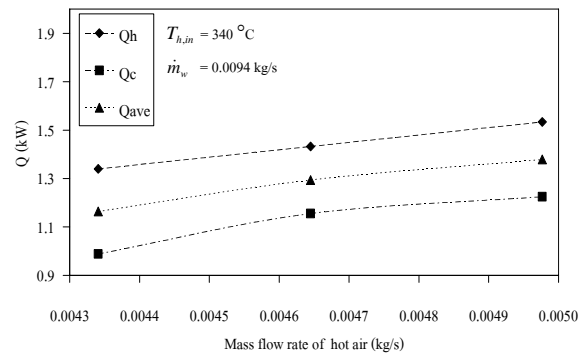


รูปที่ 3 ค่าความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทสกาอาจารย์ ส่วนครุฑวิชาโรงเรียนอยุธยาวิทยาลัยของเครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อน กรณีที่อัตราการไหลเชิงมวลอากาศร้อน 0.00434 kg/s¹³⁴

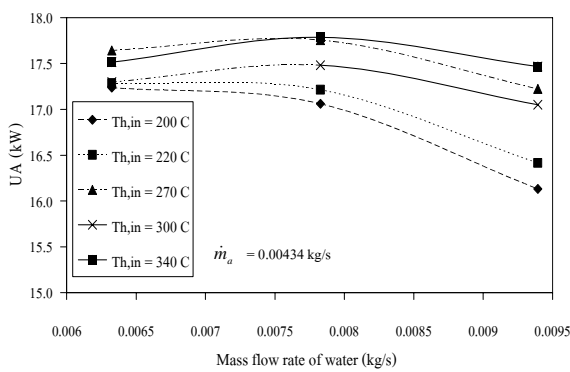
รูปที่ 3 เป็นการแสดงค่าความสัมพันธ์ของอุณหภูมิของขาเข้าขาออก น้ำที่สภาวะทางเข้า

และทางออกที่อัตราการไหลเชิงมวล 0.00434 kg/s พบว่าค่าความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปตามเงื่อนไขในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด โดยสามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำจาก 30°C ให้มีค่ามากกว่า 50°C และสามารถลดอุณหภูมิของอากาศร้อนลงเหลือน้อยกว่า 50 °C ค่าสูงสุดอุณหภูมิของน้ำประมาณ 67°C เกิดในกรณีที่อุณหภูมิของอากาศร้อนมีค่า 340 °C



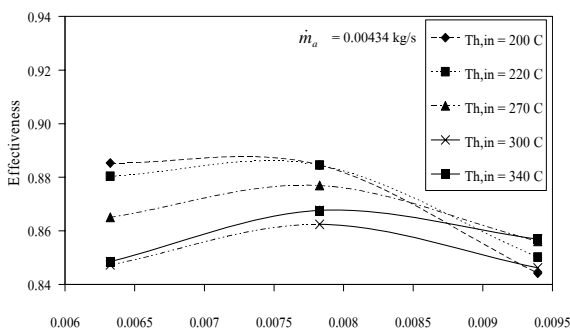
รูปที่ 4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีที่อุณหภูมิอากาศร้อน 340 °C

รูปที่ 4 เป็นการแสดงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกรณีอุณหภูมิของอากาศร้อนที่ 340°C พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำและอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะแปรผันตรงกับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนจะมีค่ามากกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเสมอ



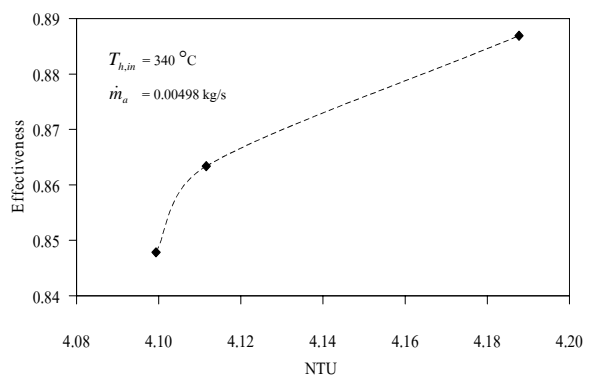
รูปที่ 5 ค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีอัตราการไหลเชิงมวล อากาศร้อน 0.00434 kg/s

รูปที่ 5 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนคงที่ 0.00434 kg/s และทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำดังนี้ 0.0063, 0.0078 และ 0.0094 kg/s ตามลำดับ พบว่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มค่าลดลง

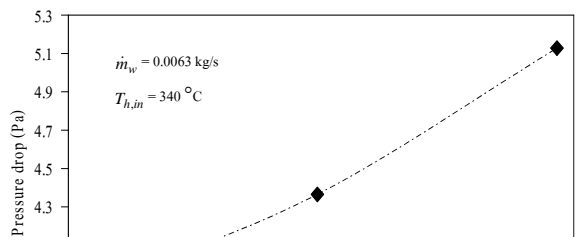


รูปที่ 6 ค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีอัตราการไหลเชิงมวล อากาศร้อน 0.00434 kg/s 135

รูปที่ 6 เป็นการแสดงค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ ที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนคงที่ 0.00434 kg/s พบว่าค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเพิ่มขึ้น ให้ผลสอดคล้องกับผลการทดลองของขวัญชัย และอติพงศ์ [4] รูปที่ 7 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับ ค่า NTU ซึ่งพบว่าค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนแปรผันตรงกับค่า NTU



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิผลการแลกเปลี่ยนความร้อนและค่า NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีอุณหภูมิ ก๊าซไอเสีย 340 °C



รูปที่ 8 ความดันอากาศร้อนตกคร่อมเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

ค่าความดันอากาศร้อนตกคร่อมระหว่างทางเข้าและออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด แสดงในรูปที่ 8 พบว่าค่าความดันตกคร่อมนี้แปรผันตามอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน โดยค่าความดันตกคร่อมมีค่ามากที่สุดประมาณ 5.128 Pa ที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน 0.00498 kg/s ซึ่งถือว่าค่าต่ำ เมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่น ๆ

6. สรุปผลการทดสอบ

งานวิจัยในครั้งนี้ได้ทำการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด เพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบอัลคอกไซด์ของแข็ง จากการศึกษาพบว่าค่า

ประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.847 - 0.880 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน และอุณหภูมิของอากาศร้อน จากการทดสอบสามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำจาก 30.6°C เป็น 67.2°C และสามารถลดอุณหภูมิของอากาศร้อนลงเหลือ 35.2°C โดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าระหว่าง 0.660 - 1.152 kW ณ ที่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน 0.00434 kg/s และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ 0.0063 kg/s ซึ่งให้ผลสอดคล้องเป็นไปตามทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและแผนงานโครงการพัฒนานุเคราะห์ สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน ในความอนุเคราะห์ด้านทุนวิจัย และขอขอบคุณคุณสมมาศ แก้วล้วน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่เอื้อเฟื้อเครื่องมือ และสถานที่ในการทำวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- [1] เจนจิรา เปี่ยมดี. (2545). “การออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการอบแห้งขนม” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพมหานคร.
- [2] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2547). “การใช้หม้อน้ำร่ายยนต์เป็นอุปกรณ์นำความร้อนที่กลับคืน” กรุงเทพฯ: สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน.
- [3] อติพงศ์ นันทพันธุ์ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2547). “สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนดัดแปลงจากหม้อน้ำร่ายยนต์” บทความวิชาการนำเสนอการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, ขอนแก่น.

- [4] ขวัญชัย ไกรทอง และ อติพงศ์ นันทพันธุ์ . (2548). “การประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางดัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ : กรณีศึกษาการดึงความร้อนทิ้งจากน้ำร้อนมาใช้อุ่นอากาศ” วารสารมหาวิทยาลัยนเรศวร ปี 2548 ฉบับที่ 13(1) พ.ศ. 2548 หน้า 13-23.
- [5] Yau-Pin Chyou, Tsang-Dong Chung, and Jong-Sheng Chen, “START-UP STRATEGY FOR OPERATING A SOLID OXIDE FUEL CELL BASED ON TRANSIENT ANALYSES”, Proc. of the 9th International Symposium on SOFC (SOFC IX), Paper #1232, Quebec City, Canada, 15 – 20 May (2005).

อภิธานศัพท์

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ	m^2
A_i	พื้นที่ผิวภายในของท่อ	m^2
A_c	พื้นที่ที่มีการไหลน้อยที่สุด	m^2
A_b	พื้นที่ฐานของครีบริบความร้อน	m^2
A_f	พื้นที่ของครีบริบความร้อนทั้งหมด	m^2
A_{fr}	พื้นที่หน้าตัดของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อากาศร้อนปะทะ	m^2
A_{ff}	พื้นที่หน้าตัดในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล	m^2
A_f/A	สัดส่วนของพื้นที่ครีบริบต่อพื้นที่ผิวทั้งหมด	-
$C_{p,h}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศร้อน	$\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
$C_{p,c}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	$\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
C_h	อัตราความจุความร้อนของอากาศร้อน	$\text{W}/^\circ\text{C}$
C_c	อัตราความจุความร้อนของน้ำ	$\text{W}/^\circ\text{C}$
C_{\min}	อัตราความจุความร้อนตัวที่มีค่าที่น้อยที่สุดระหว่าง C_h กับ C_c	$\text{W}/^\circ\text{C}$
Cr	Heat capacity ratio ($Cr = C_{\min}/C_{\max}$)	-
d_o	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	m
d_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกสำหรับช่องทางการไหล	m
$\frac{dT}{dn}$	ความชันของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อน	-
f	Friction factor	-
G	อัตราการไหลของมวลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่	$\text{kg}/m^2 \cdot \text{s}$
h	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$\text{W}/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$
h_i	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	$\text{W}/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$
h_o	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	$\text{W}/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$
i	ค่าเอนทาลปีของของไหล	kJ/kg

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
j_H	Colburn factor	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน	$W/m \cdot ^\circ C$
L	ความยาวของท่อ	m
L_1	ความกว้างของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	m
L_2	ความยาวของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	m
L_3	ความสูงของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	m
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
\dot{m}_h	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อน	kg/s
\dot{m}_w	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ	kg/s
n	จำนวนแถวท่อ	-
Nu_D	ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)	-
N_t	จำนวนของท่อทั้งหมด	-
N_f	จำนวนของครีบริบความร้อนต่อหน่วยความยาวท่อ	-
NTU	จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน	-
ΔP	ความดันอากาศร้อนตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	N/m^2
Pr	ตัวเลขพรานด์เติล (Prandtl number)	-
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
Q_n	อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง n	W
Q_b	รังสีความร้อนที่เปล่งออกโดยวัตถุดำ	W
Q_h	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อน	W
Q_c	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ	W
Q_{ave}	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย	W
Q_{max}	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	W
Q_{min}	ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่ำสุด	W

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
r_o	รัศมีภายนอกท่อ	m
r_i	รัศมีภายในท่อ	m
R_1	ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการหาความร้อนภายในท่อ	K/ W
R_2	ความต้านทานความร้อนเนื่องจากความหนาของผนังท่อ	K/ W
R_3	ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนภายนอกท่อกับประสิทธิภาพรวมของครีประบายความร้อน	K/ W
R_4	ความต้านทานความร้อนเนื่องจากตะกอนที่ผิวภายในท่อ	K/ W
R_5	ความต้านทานความร้อนเนื่องจากตะกอนที่ผิวภายนอกท่อ	K/ W
Re	ตัวเลขเรย์โนลด์ (Raynolds number)	-
R_{Total}	ความต้านทานความร้อนรวม	K/ W
T	อุณหภูมิสัมบูรณ์ของวัตถุ	K
T_{ao}	อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศร้อนทั้งระบบ	°C
T_{∞}	อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล	°C
T_w	อุณหภูมิที่ผิววัตถุ	°C
$T_{h,ave}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศร้อน	°C
$T_{h,in}$	อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า	°C
$T_{h,out}$	อุณหภูมิอากาศร้อนขาออก	°C
$T_{c,ave}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ	°C
$T_{c,in}$	อุณหภูมิน้ำขาเข้า	°C
$T_{c,out}$	อุณหภูมิน้ำขาออก	°C
ΔT	ความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็น	°C
ΔT_{lm}	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิทึม (LMTD)	°C
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m ² .°C
v_i	ปริมาตรจำเพาะของอากาศร้อนขาเข้า	m ³ /kg
v_o	ปริมาตรจำเพาะของอากาศร้อนขาออก	m ³ /kg
X_t	ระยะห่างของครีที่อากาศร้อนไหลผ่าน	m

คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
μ	ความหนืด Dynamic ของของไหล	kg/m.s
ν	ความหนืด Kinematics ของของไหล	m ² /s
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	kg/m ³
Δ	ค่าการเปลี่ยนแปลง	-
η	ประสิทธิภาพ	-
η_f	ประสิทธิภาพของครีบริบความร้อน	-
η_o	ประสิทธิภาพรวมของครีบริบความร้อน	-
α	อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมดต่อปริมาตรถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	m ² /m ³
σ	อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ที่การไหลน้อยที่สุดต่อพื้นที่หน้าตัดของแกนกลางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อากาศร้อนปะทะ	m ² /m ²
σ	ค่าคงที่ของ Stefan – Boltzmann	-
δ	ความหนาของครีบริบความร้อน	m
ε	ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด (Effectiveness)	%
∞	ตัวแปรการไหลของอากาศร้อน	-

ตัวกำกับล่าง

h	ของไหลที่ร้อน (อากาศร้อน)
c	ของไหลที่เย็น (น้ำ)
in	สภาวะที่ทางเข้าของของไหล
out	สภาวะที่ทางออกของของไหล
CF	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน (Cross flow)
PF	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel flow)
max	มากที่สุด
min	น้อยที่สุด

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายยงยุทธ เครือวงษา
วันเดือนปีเกิด	25 ตุลาคม 2517
สถานที่เกิด	อำเภอเมือง จังหวัดลพบุรี
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	944 บ้านพักครูวิทยาลัยเทคนิคปราจีนบุรี ถนน ปราจีนอนุสรณ์ ตำบลหน้าเมือง อำเภอเมืองปราจีนบุรี จังหวัดปราจีนบุรี 25000
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจจุบัน	ครู คศ. 1
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	สาขาวิชาเครื่องกล วิทยาลัยเทคนิคปราจีนบุรี ถนน ปราจีนอนุสรณ์ ตำบลหน้าเมือง อำเภอเมืองปราจีนบุรี จังหวัดปราจีนบุรี 25000
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2528	มัธยมศึกษาตอนต้น จากโรงเรียนพระนารายณ์ (จังหวัดลพบุรี)
พ.ศ. 2531	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ จากวิทยาลัยเทคนิคลพบุรี (จังหวัดลพบุรี)
พ.ศ. 2535	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง จากวิทยาลัยเทคนิคลพบุรี (จังหวัดลพบุรี)
พ.ศ. 2539	อุดมศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพครูเทคนิคชั้นสูง (เทคนิคช่างยนต์) จากวิทยาลัยเทคนิคหนองคาย (จังหวัดหนองคาย)
พ.ศ. 2543	อุดมศึกษา อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (จังหวัดนครนายก)
พ.ศ. 2551	บัณฑิตศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (กรุงเทพฯ)