



การสร้างและพัฒนาเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้
Construction and Development of Air Preheater for Combustion Chamber of Boiler

นายณัฐพล จิระรุ่งเสถียร
นางสาวกชกร ไทยไชยนต์
นายกฤษฎา จันเพ็ชร

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธนเรศวร
ปีการศึกษา 2553

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่รับ..... 24 ส.ย. 2554
เลขทะเบียน..... 15515476
เลขเรียกหนังสือ..... มร.
มหาวิทยาลัยธนเรศวร 8/12/17

2553



ใบรับรองปริญญาโท

หัวข้อโครงการ : การสร้างและพัฒนาเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำ

(Construction and Development of Air Preheater for Combustion Chamber of Boiler)

ผู้ดำเนินโครงการ : นายณัฐพล จิระรุ่งเสถียร รหัสประจำตัว 50360883
นางสาวกชกร ไทยไชยนต์ รหัสประจำตัว 50363969
นายกฤษฎา ชันเพชร รหัสประจำตัว 50363976

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2553

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้ปริญญาโทฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของ
การศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

.....ที่ปรึกษาโครงการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ปฐมศก วิไลพล)

.....กรรมการ
(อาจารย์นพรัตน์ สีหะวงษ์)

หัวข้อโครงการ : การสร้างและพัฒนาเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำ

(Construction and Development of Air Preheater for Combustion Chamber of Boiler)

ผู้ดำเนินโครงการ : นายณัฐพล จิระรุ่งเสถียร รหัสประจำตัว 50360883

นางสาวกชกร ไทยไชยนต์ รหัสประจำตัว 50363969

นายกฤษฎา ชันเพชร รหัสประจำตัว 50363976

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2553

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการประยุกต์การสร้างและพัฒนาเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำโดยใช้แหล่งความร้อนจากก๊าซร้อนซึ่งได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงขี้เลื่อย อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยมีท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวน 100 ท่อ ทำจากท่อเหล็กทนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 0.0272 m ยาว 1.20 m โดยแบ่งท่อออกเป็นสามส่วนคือ ส่วนทำระเหยจะมีความยาว 0.65 m ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน 0.01 m และส่วนควบแน่น 0.54 m จากผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิของก๊าซทางเข้าและความเร็วลมของก๊าซมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และได้ค่าอุณหภูมิของอากาศทางออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเฉลี่ย 51°C เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 7.103 kW และมีค่าประสิทธิภาพเฉลี่ยเป็น 19% เมื่อนำไปเปรียบเทียบกับเชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่าจะสามารถลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงขี้เลื่อยได้คิดเป็น 10% ต่อปี ของค่าใช้จ่ายในการซื้อเชื้อเพลิง

Project title : Construction and Development of Air Preheater for Combustion Chamber of Boiler

Name : Mr. Natapol Jirarungsatian ID: 50360883
: Mss. Kotchakorn Thaichaiyon ID: 50363969
: Mr. Khridsada Khunphet ID: 50363976

Project advisor : Asst. Prof. Dr. Piyanun Charoensawan

Major : Mechanical Engineering

Department : Mechanical Engineering

Academic year : 2010

Abstract

This project aims to construct and develop the air preheater for combustion chamber of boiler. The heat source of air preheater was the hot flue gas of saw dust combustion from boiler. The heat exchanger included 100 thermosyphon pipes that were made of high temperature steel pipes with outside diameter of 0.0272 m and 1.20 m long. The pipe was divided into three parts i.e., the evaporator section with 0.65 m length, the adiabatic section with 0.01 m length and the condenser section with 0.54 m length. Results showed that the inlet temperature of hot gas and air velocity affected the heat transfer rate and effectiveness of heat exchanger. The temperature of air was increased as 51°C at the outlet of the heat exchanger. The heat transfer rate and effectiveness of thermosyphon heat exchanger were about 7.103 kW and 19% respectively. From the economic analysis, the application of this developed air preheater in boiler can reduce 10% of biomass fuel consumption rate per year.

กิตติกรรมประกาศ

โครงการฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดีเพราะได้รับความช่วยเหลือในด้านการให้คำแนะนำในการ
ทำโครงการจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ดร. ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ
ขณะผู้จัดทำจึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณอาจารย์ วาฤทธิ์ ภมร ที่คอยให้ความช่วยเหลือในด้านการสร้างเครื่อง
แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

ขอขอบคุณ นายชัยวัฒน์ วรรณ โกมิตย์ ซึ่งเป็นนิสิตปริญญาโทที่คอยให้ความช่วยเหลือใน
ด้านต่างๆและขอขอบคุณเพื่อนทุกคนที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการทำโครงการและด้าน
เอกสาร

สุดท้ายนี้คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดาที่คอยสนับสนุนและเป็นกำลังใจ
สม่ำเสมอตลอดมา

คณะผู้จัดทำโครงการ



สารบัญ

เรื่อง	หน้า
ใบรับรองปริญญาโท	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญรูปภาพ	ช
สารบัญตาราง	ซ
สารบัญสัญลักษณ์	ณ
บทที่ 1	
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของ โครงการงาน	1
1.2 วัตถุประสงค์ของ โครงการงาน	3
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.4 ขอบเขตของการทำโครงการงาน	4
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	4
1.6 แผนการดำเนินงาน	5
1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอด โครงการงาน	5
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีเบื้องต้น	
2.1 เทอร์โมไดนามิกส์ [4]	6
2.2 การไหลของของไหล [5]	13
2.3 ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)	18
บทที่ 3 วิธีดำเนินการทดลอง	
3.1 ลักษณะและการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	21

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
3.2 ข้อมูลพื้นฐานและเงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบ	22
3.3 การคำนวณการออกแบบ	22
3.4 การสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	23
3.5 ขั้นตอนการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	25
3.6 การดำเนินการทดลอง	28
บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล	
4.1 การวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพ	31
4.2 การวิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพ	32
4.3 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์	35
บทที่ 5 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	37
5.2 ข้อเสนอแนะ	37
บรรณานุกรม	
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ตารางข้อมูลการทดลอง	40
ภาคผนวก ข ตารางคุณสมบัติ	43
ภาคผนวก ค ตัวอย่างการคำนวณ	46

สารบัญรูปภาพ

รูป	หน้า
รูปที่ 1.1 หม้อไอน้ำที่ใช้ใน โรงงานก๋วยเตี๋ยว น.นิคย์	2
รูปที่ 1.2 บริเวณที่ติดตั้งเครื่อง ณ โรงงานก๋วยเตี๋ยว น.นิคย์	2
รูปที่ 1.3 การทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอน	3
รูปที่ 2.1 ลักษณะการทำงานของเทอร์โมไซฟอน [4]	7
รูปที่ 2.2 แสดงตำแหน่งค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด [4]	9
รูปที่ 2.3 วงจรความต้านทานการถ่ายเทความร้อนภายในเทอร์โมไซฟอน [4]	10
รูปที่ 2.4 การจัดเรียงของกลุ่มท่อ [5]	14
รูปที่ 2.5 แสดงพื้นที่หน้าตัดของการไหล	15
รูปที่ 3.1 การทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	21
รูปที่ 3.2 แสดงส่วนประกอบของท่อเทอร์โมไซฟอน	24
รูปที่ 3.3 ภาพ 3 มิติของ โครงสร้างของกล่องส่วนทำระเหย	24
รูปที่ 3.4 โครงสร้างของกล่องส่วนควบแน่น	25
รูปที่ 3.5 แสดงการเติมสารทำงานเข้าในท่อเหล็ก	25
รูปที่ 3.6 แสดงประกอบท่อเหล็ก ที่เติมสารทำงานแล้วเข้ากับแผ่นที่ไม่มี การถ่ายเทความร้อน	26
รูปที่ 3.7 แสดงการติดสายเทอร์โมคัปเปิลที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น	26
รูปที่ 3.8 แสดงการประกอบกล่องส่วน	27
รูปที่ 3.9 แสดงการเจาะรูวัดอุณหภูมิก๊าซร้อนที่ทางเข้าและทางออก	27
รูปที่ 3.10 การติดตั้งอุปกรณ์การวัด	28
รูปที่ 3.11 แสดงเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) [8]	28
รูปที่ 3.12 แสดงสายเทอร์โมคัปเปิลที่ใช้ในการทดลอง [9]	29
รูปที่ 3.13 แสดงเครื่องวัดความเร็วลมที่ใช้ในการทดลอง	29
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเทียบกับเวลา	32
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วของอากาศ	33
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิภาพเทียบกับอุณหภูมิก๊าซทางเข้า	34

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
ตารางที่ 1.1 แสดงแผนการดำเนินงาน	5
ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ C และ m สำหรับสมการที่ 2.23 [5]	16
ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ A และ n สำหรับสมการที่ 2.24 [5]	17
ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการออกแบบ	23
ตารางที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบข้อมูลที่ได้จากการทดลองกับข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ	31
ตารางที่ ก.1 แสดงใบบันทึกผลการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน	41
ตารางที่ ก.2 แสดงผลการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน	42
ตารางที่ ข.1 แสดงสมบัติของอากาศ	44
ตารางที่ ข.2 แสดงสมบัติของน้ำ	45
ตารางที่ ค.1 แสดงผลการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพในแต่ละช่วงเวลา	48

สารบัญสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่หน้าตัดภายในของเทอร์โมไซฟอนมีค่าเท่ากับ $\pi D_i^2 / 4$	m ²
C _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงาน	J/kg.K
C _{p,hot air}	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซผสม	J/kg.K
D _i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน	m
D _o	เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อเทอร์โมไซฟอน	m
h _{co}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการพาที่พื้นผิวของส่วน ควบแน่น	W/m ² .K
h _{eo}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการพาที่พื้นผิวของส่วนทำ ระเหย	W/m ² .K
h _{fg}	ค่าความร้อนแฝงของสารทำงาน	J/kg
k _{hot air}	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของก๊าซผสม	W/m.K
l _a	เป็นความยาวในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน	m
l _c	เป็นความยาวในส่วนทำระเหย	m
l _c	เป็นความยาวในส่วนควบแน่น	m
N _L	จำนวนแถวแนวตั้งวัดจากจำนวนแถวที่มีทิศตั้งฉากกับการไหล	
N _T	จำนวนแถวแนวนอนวัดจากจำนวนแถวตามทิศการไหล	
P _a	ความดันของบรรยากาศ	Pa
Pr _{hot air}	เลขพรันด์เทิล	
P _v	ความดันไอของสารทำงาน	Pa
\dot{Q}	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
\dot{Q}_{cond}	อัตราการถ่ายเทความร้อนในส่วนควบแน่น	W
\dot{Q}_{eva}	อัตราการถ่ายเทความร้อนในส่วนทำระเหย	W
\dot{Q}_{max}	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	W
Re _{cond}	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ในส่วนควบแน่น	
Re _{cond max}	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สูงสุดในส่วนควบแน่น	
Re _{eva}	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สูงสุดในส่วนทำระเหย	

สารบัญสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
S_{∞}	พื้นที่ผิวของส่วนควบแน่น	m^2
S_{∞}	พื้นที่ผิวของส่วนทำระเหย	m^2
S_D	ระยะพิศัยตามแนวทแยงมุมเป็นระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวแถวที่ประกอบด้วยท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน	m
S_L	ระยะพิศัยตามยาววัดแนวทิศการไหล	m
S_T	ระยะพิศัยตามขวางวัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล	m
T_{si}	อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน	$^{\circ}C$
T_{∞}	อุณหภูมิแหล่งกำเนิดความร้อน	$^{\circ}C$
ΔT_{max}	ผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้ากับน้ำเย็นขาเข้า	$^{\circ}C$
V_t	ปริมาณของของเหลวในเทอร์โมไซฟอนขณะยังไม่ได้ทำงาน	m^3
Z_1	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการพาระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนและผิวด้านนอกของส่วนทำระเหย	K / W
Z_2	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนทำระเหย	K / W
Z_3	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังเดือดในเทอร์โมไซฟอน	K / W
Z_7	ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังควบแน่นในเทอร์โมไซฟอน	K / W
Z_8	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนควบแน่น	K / W
Z_9	ค่าความต้านทานความร้อน โดยการพาระหว่างผิวของส่วนควบแน่นกับแหล่งระบายความร้อน	K / W
ϵ	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	
$\alpha_{hot air}$	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซผสม	$W \cdot m^2 / K \cdot m$
λ_1	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน	$W / m \cdot K$
λ_x	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	$W / m \cdot K$
ρ_1	ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะของเหลว	kg/m^3

สารบัญสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$\rho_{\text{hot air}}$	ความหนาแน่นของก๊าซผสม	kg/m^3
ρ_v	ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะก๊าซ	kg/m^3
$\mu_{\text{hot air}}$	สัมประสิทธิ์ความหนืดของก๊าซ	Pa.s
μ_l	สัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำงาน	m^2/s
$\nu_{\text{hot air}}$	ความหนืด	m^2/s



บทที่ 1

บทนำ

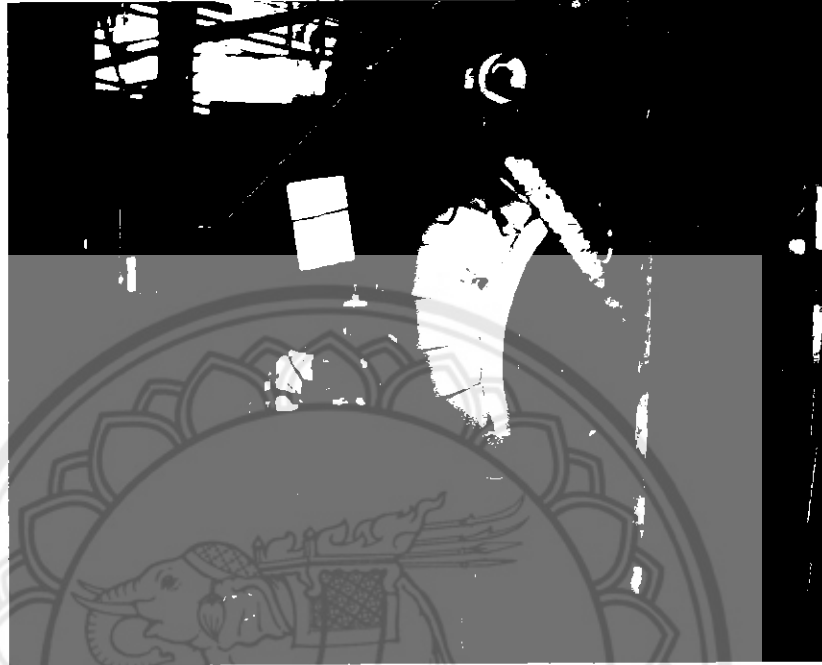
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ

พลังงาน เป็นสิ่งจำเป็นอย่างมากในการ พัฒนาประเทศ ปัจจุบันมีการนำพลังงาน มาใช้ในเชิงอุตสาหกรรมกันอย่างแพร่หลายยังส่งผลให้มีการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่ปริมาณของพลังงานมีอยู่อย่างจำกัด การแก้ไขปัญหาที่สามารถทำได้โดยการอนุรักษ์พลังงาน การประหยัดพลังงาน และการปรับปรุงอุปกรณ์ที่ใช้ให้มีประสิทธิภาพ วิธีหนึ่งที่สามารถช่วยในการอนุรักษ์พลังงานคือ การนำความร้อนเหลือทิ้งในโรงงานอุตสาหกรรม นำกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์

การนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่สามารถทำได้หลายวิธี แต่ในที่นี้จะเสนอถึงการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือที่เรียกว่า “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon heat exchanger)” สำหรับใช้ช่วยในการประหยัดพลังงาน เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีลักษณะพิเศษต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นๆ คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนได้ เมื่อแหล่งรับความร้อนและระบายความร้อนอยู่ห่างกันมากๆ ไม่ต้องการพลังงานจากภายนอก สร้างและติดตั้งง่าย มีค่าอัตราการคืนทุนต่ำ และยังคงสะดวกต่อการบำรุงรักษา

ในการพัฒนาประเทศเราจะต้องอาศัยปัจจัยด้านต่างๆมากมาย หนึ่งในนั้นก็คือ “พลังงาน” พลังงานถูกนำมาใช้ในเชิงอุตสาหกรรมกันอย่างแพร่หลายในขณะที่พลังงานนั้นมีอยู่อย่างจำกัด (จรวบ บุญชูบล, 2529) สำหรับประเทศไทยมีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นมากทุกปี ซึ่งพลังงานมากกว่า 95 เปอร์เซ็นต์ (ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย, 2541) ถูกนำมาใช้ในภาคเศรษฐกิจ 3 ประเภท ได้แก่ อุตสาหกรรม คมนาคม และที่อยู่อาศัย ตลอดระยะเวลา 10 ปีที่ผ่านมา การผลิตพลังงานภายในประเทศมีอัตราเพิ่มขึ้นเพียงร้อยละ 108 ขณะที่มีการนำพลังงานจากต่างประเทศมีอัตราเพิ่มขึ้นร้อยละ 269 (ปริศา วิบูลสวัสดิ์, 2540) ซึ่งในการแก้ไขปัญหาที่สามารถทำได้โดยการอนุรักษ์พลังงาน การประหยัดพลังงาน และการปรับปรุงอุปกรณ์ที่ใช้ให้มีประสิทธิภาพ ที่โรงงานแก้วเดี่ยว น.นิศย์ 107/2 หมู่ 9 ตำบลในเมือง อำเภอสุวรรณค โลก จังหวัดสุโขทัย ซึ่งเป็นโรงงานผลิตเส้นแก้วเดี่ยวที่อาศัยความร้อนจากจากไอน้ำในการผลิตทั้งกระบวนการ ดังนั้นหม้อไอน้ำจึงเป็นเครื่องจักรที่สำคัญในการควบคุมการผลิตทั้งหมดดังรูปที่ 1.1 จากการตรวจสอบอุณหภูมิของก๊าซไอเสียพบว่ามีค่าสูงประมาณ 140-180 °C ซึ่งเป็นความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้ เนื่องจากทางโรงงานฯ ได้สังเกตเห็นถึงการสิ้นเปลืองพลังงานและวิกฤตพลังงานในปัจจุบัน จึงเป็นที่มาของการ

สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน เพื่อดึงพลังงานความร้อนจากก๊าซไอเสียเข้ามาอุ่นอากาศก่อนเข้าเตาเผา โดยจะนำมาติดตั้งดังรูปที่ 1.2 และ 1.3

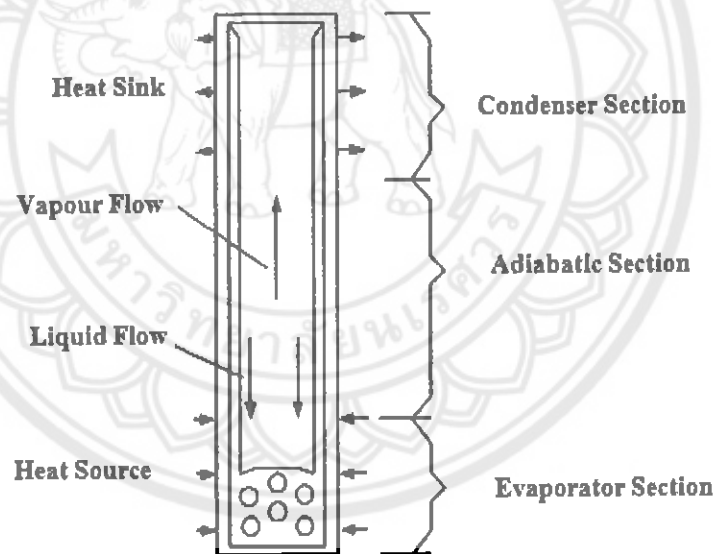


รูปที่ 1.1 หม้อไอน้ำที่ใช้ในโรงงานก้วยเดี่ยว น.นิคย์



รูปที่ 1.2 บริเวณที่ติดตั้งเครื่อง ณ โรงงานก้วยเดี่ยว น.นิคย์

เทอร์โมไซฟอน เป็นอุปกรณ์นำพลังงานเหลือใช้จากไอเสียในการเผาไหม้ นำกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่อาศัยพลังงานความร้อนจากแก๊สไอเสียในการทำงานเพียงอย่างเดียว โดยเทอร์โมไซฟอนจะประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator) ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic) และส่วนควบแน่น (Condenser) ซึ่งทำงานได้โดยการรับความร้อนจากแก๊สไอเสียเข้าไปในส่วนทำระเหย (Evaporator) จากนั้นความร้อนจะทำให้สารทำงานที่อยู่ภายในท่อสูญญากาศมีความร้อนสูงขึ้นจนเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นแก๊สและเคลื่อนตัวไปยังส่วนควบแน่น (Condenser) หลังจากนั้นสารทำงานที่อยู่ในสถานะแก๊สจะคลายความร้อนออกในส่วนควบแน่นและเปลี่ยนสถานะกลับไปเป็นของเหลวไหลกลับลงไปในส่วนทำระเหย กระบวนการที่สารทำงานคลายความร้อนออกเราสามารถนำไปใช้ประโยชน์ในด้านต่างๆ เช่น ทำเป็นฮีตเตอร์ เครื่องลดความชื้น แต่ในที่นี้เราจะทำเป็นเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้



รูปที่ 1.3 การทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอน[1]

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาการทำงานและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน เพื่อประยุกต์ใช้ในการอุ่นอากาศก่อนป้อนเข้าหม้อไอน้ำ

1.2.2 เพื่อวิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน

1.2.3 วิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้น

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.3.1 ทราบถึงทฤษฎีและวิธีการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน
- 1.3.2 ทราบอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนและช่วยลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงและเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้
- 1.3.3 ทราบถึงความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

1.4 ขอบเขตของการทำโครงการ

- 1.4.1 ท่อเทอร์โมไซฟอนสร้างจากท่อเหล็กที่สามารถทนความร้อนและความดันสูง
- 1.4.2 ใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน โดยมีอัตราการเติมสารอยู่ที่ 50% ของปริมาตรส่วนทำ
ระเหย
- 1.4.3 ใช้เตาเผาไหม้แบบหม้อไอน้ำขนาด 3 ตัน ใช้เชื้อเพลิงเป็นเชื้อเพลิง
- 1.4.4 อุณหภูมิของอากาศขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ต่ำกว่า 50°C
อัตราการไหล 0.5-1 m³/s

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.5.1 ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานเรื่องการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน
- 1.5.2 สร้างท่อเทอร์โมไซฟอน โดยทดสอบการรั่วก่อน
- 1.5.3 เติมสารทำงานที่ 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย แล้วปิดระบบท่อ
- 1.5.4 ประกอบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน
- 1.5.5 ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนกับระบบท่อก๊าซ ณ โรงงาน
ถั่วเขียว น.นิคย์ 107/2 หมู่ 9 ตำบลในเมือง อำเภอสุวรรณค โลก จังหวัดสุโขทัย พร้อมตรวจสอบ
ระบบวัดค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน
- 1.5.6 วิเคราะห์ผลการทดลองและสรุป
- 1.5.7 เขียนปริญาณิพนธ์

1.6 แผนการดำเนินงาน

ภาคเรียนต้นและภาคเรียนปลาย ปีการศึกษา 2553 โดยมีรายละเอียดดังนี้
ตารางที่ 1.1 แสดงแผนการดำเนินงาน

กิจกรรมและขั้นตอนการดำเนินการ	ระยะเวลา(เดือน)									
	2553							2554		
	มิ.ย	ก.ค	ส.ค	ก.ย	ต.ค	พ.ย	ธ.ค	ม.ค	ก.พ	
1. ศึกษาทฤษฎีพื้นฐาน	←	→								
2. สร้างท่อเทอร์โมไซฟอน		←	→							
3. ประกอบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน				←	→					
4. ติดตั้งเครื่องเข้ากับระบบท่อก๊าซ ณ โรงก๊วยเต็ว น.นิคมพร้อมตรวจสอบระบบ						←	→			
5. วัดค่าประสิทธิภาพของเครื่องและวิเคราะห์ผลที่ได้							←	→		
6. จัดทำรายงานปริญญานิพนธ์								←	→	→

1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงการ

ค่าใช้จ่ายในการเดินทางไปราชการ	5000	บาท
ค่าจ้างถ่ายเอกสาร	1000	บาท
รวมเป็นเงิน	6000	บาท
รวมเป็นเงินหกพันบาทถ้วน		

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีเบื้องต้น

การที่วิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนและในการคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก็เช่นนั้น จำเป็นต้องทราบถึงหลักการและทฤษฎีเบื้องต้น ดังจะกล่าวต่อไปนี้

2.1 เทอร์โมไซฟอน [4]

2.1.1 ลักษณะของเทอร์โมไซฟอน

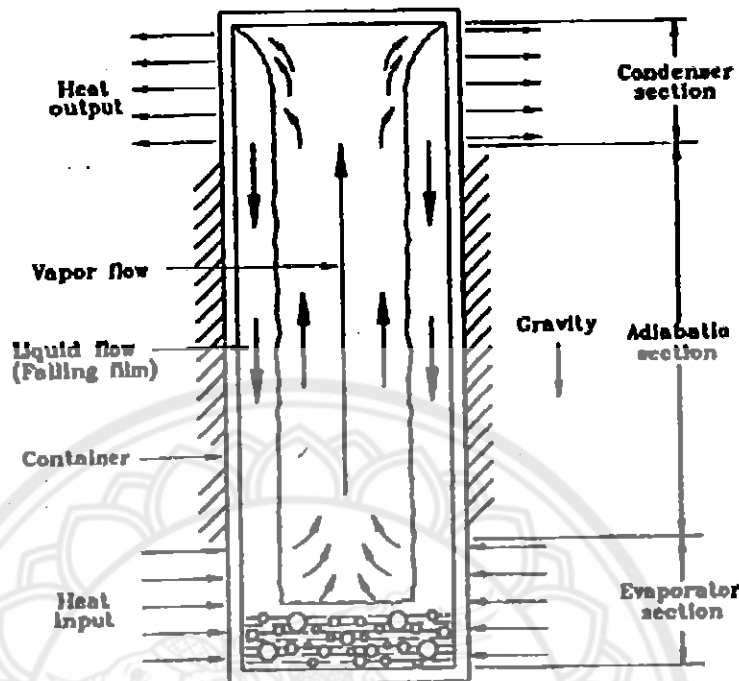
เทอร์โมไซฟอน คือ ท่อความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งเป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนที่มีความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้สูง ประมาณ 100 เท่า เมื่อเทียบกับค่าการนำความร้อนของท่อทองแดงที่มีมิติเท่ากัน ท่อที่ใช้ทำจากท่อปลายปิดทั้งสองด้าน ภายในเป็นสุญญากาศบรรจุด้วยสารทำงานไว้จำนวนหนึ่ง

2.1.2 โครงสร้างของเทอร์โมไซฟอน

เทอร์โมไซฟอนมีส่วนประกอบ 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ซึ่งเป็นส่วนที่รับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อน ส่วนควบแน่น เป็นส่วนที่ระบายความร้อนออกจากสารทำงานไปสู่บรรยากาศ ส่วนกันความร้อนเป็นส่วนที่อุณหภูมิคงที่ ภายในท่อจะบรรจุสารทำงานปริมาณหนึ่งไว้ โดยสารทำงานจะเคลื่อนที่จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น เพื่อระบายความร้อนที่ส่วนนี้ ชนิดของสารทำงานขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่จะนำเทอร์โมไซฟอนไปใช้งาน ซึ่งโครงสร้างของเทอร์โมไซฟอนดังแสดงในรูปที่ 2.1

2.1.3 หลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอน

การทำงานของเทอร์โมไซฟอนจะอาศัยหลักการของการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน เมื่อสารทำงานรับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อน จะทำให้สารเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะกลายเป็นไอ ทำให้เคลื่อนที่ขึ้นไปตามท่อจนถึงส่วนควบแน่น และทำให้เกิดการระบายความร้อนระหว่างสารทำงานกับบรรยากาศภายนอก จนทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะกลับเป็นของเหลวอย่างเดิม และไหลกลับลงสู่ส่วนทำระเหยโดยแรงโน้มถ่วงของโลกเพื่อกลับไปรับความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อนอีกครั้งหนึ่ง ซึ่งถือว่าเป็นการทำงานแบบวัฏจักร



รูปที่ 2.1 ลักษณะการทำงานของเทอร์โมไซฟอน [4]

2.1.4 ข้อดีของเทอร์โมไซฟอน

2.1.4.1. ง่ายต่อการสร้าง

2.1.4.2. สามารถนำความร้อนสูง

2.1.4.3. สามารถถ่ายเทความร้อนได้เมื่อแหล่งรับและระบายความร้อนอยู่ห่างกัน

2.1.4.4. สามารถใช้เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนในบริเวณที่มีพื้นที่เล็กและแคบได้

2.1.4.5. ไม่ต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอกสำหรับใช้ในการ

2.1.5 อัตราการเติมสารทำงาน

ควรหลีกเลี่ยงการเติมสารทำงานที่มากเกินไป เพราะสารทำงานจะไปลดพื้นที่ในสวนควบแน่น และทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง แต่ถ้าเติมสารทำงานไม่เพียงพอ จะเกิดการแห้ง (Dry out) ขึ้นที่ผิววนอกของส่วนทำระเหย อัตราการเติมสารทำงานแทนด้วยสัญลักษณ์ F เป็นสัดส่วนกับปริมาตรของๆ เหลวในเทอร์โมไซฟอนที่ขณะยังไม่ได้ทำงาน (V_1) กับปริมาตรในส่วนทำระเหย คือ

$$F = V_1 / A I_e \quad (2.1)$$

- โดยที่ V_d คือ ปริมาณของของเหลวในเทอร์โมไซฟอนขณะยังไม่ได้ทำงาน, m^3
 A คือ พื้นที่หน้าตัดภายในของเทอร์โมไซฟอนมีค่าเท่ากับ $\pi D_i^2 / 4$, m^2
 I_c คือ ความยาวในส่วนทำระเหย, m
 D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน, m

สำหรับเทอร์โมไซฟอนที่วางตัวอยู่ในแนวตั้ง โดยปกติจะเติมของเหลวมากกว่าครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย เพื่อให้ความหนาฟิล์มมากกว่า 0.3 มิลลิเมตร ตลอดความยาวท่อ ซึ่งจะอยู่ในช่วง 40% ถึง 60% ของส่วนทำระเหย

$$V_d \geq 0.001 D_0 (I_c + I_s + I_c) \quad (2.2)$$

- เมื่อ D_0 เป็นส่วนผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อเทอร์โมไซฟอน, m
 I_c เป็นความยาวในส่วนทำระเหย, m
 I_d เป็นความยาวในส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน, m
 I_c เป็นความยาวในส่วนควบแน่น, m

2.1.6 การถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน

ความสัมพันธ์ของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Q_{Ts}) ค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนกับแหล่งระบายความร้อน ($\Delta T = T_{\infty} - T_{si}$) คือ

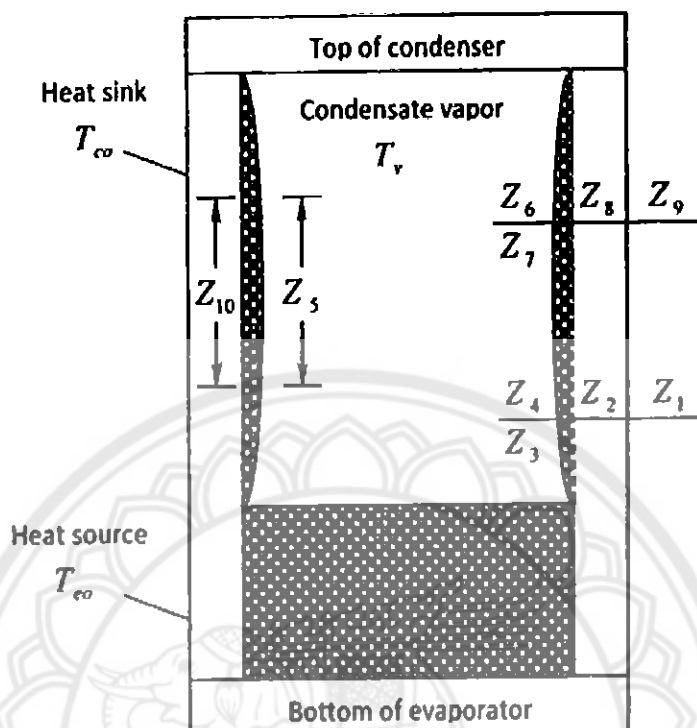
$$Q_{Ts} = \Delta T / Z \quad (2.3)$$

- โดยที่ T_{∞} คือ อุณหภูมิแหล่งกำเนิดความร้อน, องศาเซลเซียส
 T_{si} คือ อุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน, องศาเซลเซียส

ค่าความต้านทานความร้อนรวมประกอบด้วยค่าความต้านทานต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.2 และ 2.3

Z_1 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนและผิวด้านนอกของส่วนทำระเหย, K / W

Z_2 คือ ค่าความต้านทานความร้อนโดยการพาระหว่างผิวของส่วนควบแน่นกับแหล่งระบายความร้อน, K / W



รูปที่ 2.2 แสดงตำแหน่งค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด [4]

ค่า Z_1 และ Z_9 หาได้จากสมการดังนี้

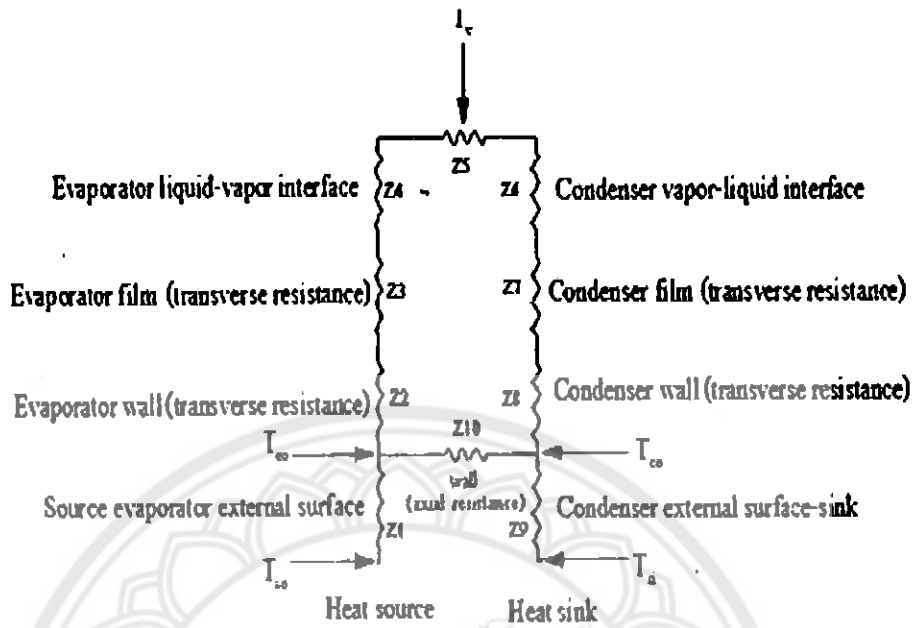
$$Z_1 = 1 / (h_{\infty} S_{\infty}) \text{ และ } Z_9 = 1 / (h_{\infty} S_{\infty}) \quad (2.4)$$

โดยที่ h_{∞} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการพาที่พื้นผิวของส่วนทำ
ระเหย, $W/m^2 \cdot K$

S_{∞} คือ พื้นที่ผิวของส่วนทำระเหย, m^2

h_{∞} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการพาที่พื้นผิวของส่วน
ควบแน่น, $W/m^2 \cdot K$

S_{∞} คือ พื้นที่ผิวของส่วนควบแน่น, m^2



รูปที่ 2.3 วงจรความต้านทานการถ่ายเทความร้อนภายในเทอร์โมไซฟอน [4]

Z_2 คือ ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนทำระเหย, K/W

Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อน โดยการนำผ่านความหนาของผนังท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วนควบแน่น, K/W

ค่า Z_2 และ Z_8 หาได้จากสมการ ดังนี้

$$Z_2 = \ln(D_0 / D_i) / 2 \pi l_e \lambda_x \text{ และ } Z_8 = \ln(D_0 / D_i) / 2 \pi l_c \lambda_x \quad (2.5)$$

- โดยที่ D_0 คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเทอร์โมไซฟอน, m
- D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเทอร์โมไซฟอน, m
- λ_x คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W / m.K
- Z_3 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังเดือดในเทอร์โมไซฟอน, K / W
- Z_7 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในของของไหลที่กำลังควบแน่นในเทอร์โมไซฟอน, K / W

ค่า Z_3 และ Z_7 จะขึ้นอยู่กับสมบัติของของไหล ขนาดของเทอร์โมไซฟอน และ อัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$Z_{3f} = \frac{cQ^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \quad (2.6)$$

$$\text{โดยที่ } \phi_2 = (h_{fg} \lambda_1^3 \rho_1^2 / \mu_1)^{4/3} \quad (2.7)$$

$$Z_{3p} = \frac{1}{\phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D l_e)^{0.6}} \quad (2.8)$$

$$\text{โดยที่ } \phi_3 = \frac{\rho_1^{0.65} \lambda_1^{0.3} c_p^{0.7}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_1^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_a} \right]^{0.23} \times 0.32 \quad (2.9)$$

โดยที่	ρ_1	คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะของเหลว, kg / m^3
	ρ_v	คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะก๊าซ, kg / m^3
	λ_1	คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน, $\text{W} / \text{m.K}$
	h_{fg}	คือ ค่าความร้อนแฝงของสารทำงาน, J / kg
	c_p	คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงาน, $\text{J} / \text{kg.K}$
	μ_1	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำงาน, m^2/s
	P_v	คือ ความดันไอของสารทำงาน, Pa
	P_a	คือ ความดันของบรรยากาศ, Pa

ถ้า $Z_{3p} < Z_{3f}$ ให้ $Z_3 = Z_{3p}$

ถ้า $Z_{3p} > Z_{3f}$ คำนวณ Z_3 จากสมการ

$$Z_3 = Z_{3p} F + Z_{3f} (1 - F) \quad (2.10)$$

และ Z_7 สามารถหาได้ดังนี้

$$Re_f = \frac{4Q}{h_{fg} \mu_f \pi D_i} \quad (2.11)$$

ถ้า $50 < Re_f < 1300$ คำนวณ Z_7 จากสมการ

$$Z_7 = \frac{cQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \quad (2.12)$$

ถ้า $Re_f > 1300$ คำนวณ Z_7 จากสมการ

$$Z_7 = \frac{cQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \phi_2^{4/3}} \times 191 Re_f^{-0.733} \quad (2.13)$$

โดยที่ $c = 0.235$

Z_4 และ Z_6 เป็นความต้านทานความร้อนระหว่างหน้าสัมผัสไอกับผิวของของเหลวในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ตามลำดับ ซึ่งน้อยมาก ดังนั้น สามารถไม่นำมาพิจารณาได้

Z_5 เป็นความต้านทานความร้อนของ Pressure drop ระหว่างทางจากส่วนทำระเหยไปส่วนควบแน่น แต่มีค่าน้อยมาก ดังนั้น สามารถไม่นำมาพิจารณาได้

Z_{10} เป็นความต้านทานความร้อนในแนวแกนตามผนังท่อหาได้จาก

$$Z_{10} = (0.5l_c + l_w + 0.5l_c) / (A_x \lambda_x) \quad (2.14)$$

โดยที่ A_x เป็นพื้นที่หน้าตัดของผนังท่อ, m^2

สำหรับตำแหน่งการทำงานปกติ เมื่อส่วนทำระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น การนำความร้อนผ่านผนังตามแนวแกนท่อจะมีผลน้อยมากต่อสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอน

เงื่อนไขการออกแบบเมื่อไม่พิจารณาการนำความร้อนในแนวแกน คือ

$$Z_{10} / (Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8) > 20 \quad (2.15)$$

ถ้าเป็นไปตามสมการ ค่าความต้านทานความร้อนรวม คือ

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8 + Z_9 \quad (2.16)$$

ถ้าไม่เป็นไปตามสมการ ค่าความต้านทานความร้อนรวม คือ

$$Z = Z_1 + [(Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8)^{-1} + (1 / Z_{10})]^{-1} + Z_9 \quad (2.17)$$

2.2 การไหลขวางกลุ่มท่อ [5]

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในท่อ และของไหลภายนอกท่อ กลุ่มท่อที่ใช้จะแบ่งเป็นการจัดเรียงแนวตรงกันและการจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน จากการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแต่ละแถวที่ของไหลไหลผ่านนั้นค่าไม่เท่ากัน ระดับความปั่นป่วนจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ในแถวท้ายๆ ดังนั้น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนในแถวท้ายๆ จึงมีค่ามากกว่า

การกำหนดลำดับแถวของกลุ่มท่อพิจารณาตามแนวทิศทางการไหล โดยจำนวนแถวแนวตั้ง (N_T) วัดจากจำนวนแถวที่มีทิศตั้งฉากกับการไหล จำนวนแถวแนวนอน (N_P) วัดจากจำนวนแถวตามทิศการไหล ระยะพิตซ์ตามยาว (S_P) วัดตามแนวทิศการไหล ระยะพิตซ์ตามขวาง (S_T) วัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล และระยะพิตซ์ตามแนวทแยงมุม (S_D) เป็นระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวแถวที่ประกอบด้วยท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.4 และรูปที่ 2.5

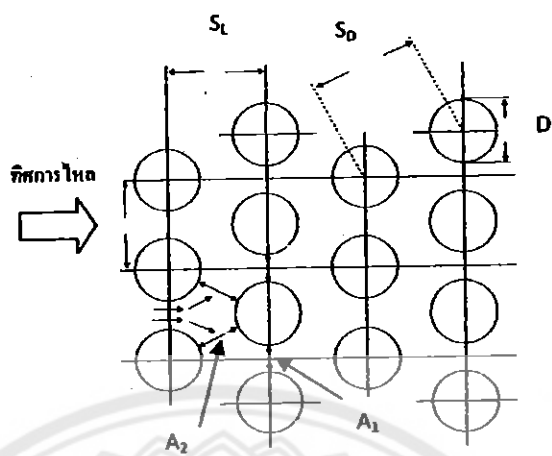
เราสามารถหาความเร็วของของไหลได้จาก

$$V = \frac{m}{\rho A} \quad (2.18)$$

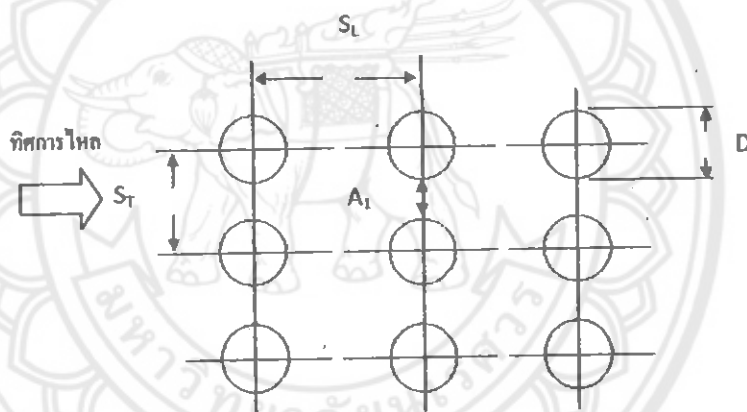
$$\text{โดยที่ } A = N_T \times S_T \times L \quad (2.19)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์ส์สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อนิยามจาก

$$Re_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} = \frac{G_{\max} D}{\mu} \quad (2.20)$$



การจัดเรียงท่อแนวเหลื่อมกัน



การจัดเรียงท่อแนวตรงกัน

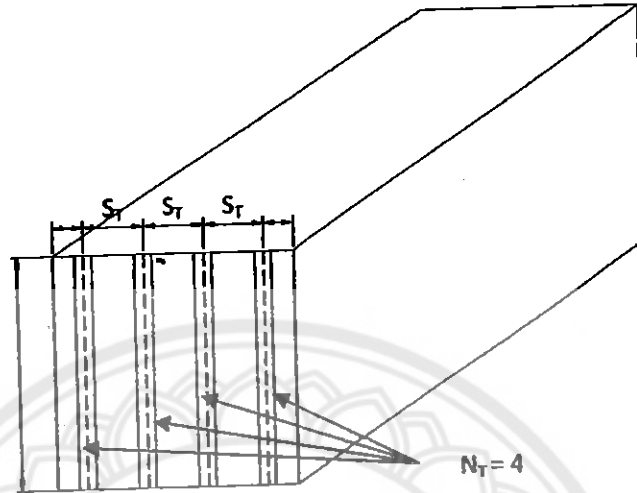
รูปที่ 2.4 การจัดเรียงของกลุ่มท่อ [5]

V_{max} พิจารณานพื้นที่การไหลอิสระต่ำสุด (Minimum free-flow area, A_{min}) ซึ่งพิจารณานพื้นที่อิสระแนวขวาง (A_1) หรือแนวทแยง (A_2) ดังแสดงในรูปที่ 2.4

m คือ อัตราการไหลโดยมวลทั้งหมด มีหน่วยเป็น kg/s

สำหรับท่อจัดเรียงแนวตรงกันและท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน และ V_{max} เกิดบนระนาบของ A_1 ใช้สมการ

$$V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) V \quad (2.21)$$



รูปที่ 2.5 แสดงพื้นที่หน้าตัดของการไหล

สำหรับท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกันอาจมี V_{max} เกิดบนระนาบ A_2 ก็ได้ถ้า $S_D < (S_T + D) / 2$ และจะใช้สมการ

$$V_{max} = \left(\frac{S_T}{S_D - D} \right) \frac{V}{2} \quad (2.22)$$

2.2.1 การพาความร้อนบนวัตถุรูปทรงกระบอก

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยสำหรับการไหลขวางท่อมในทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนวัตถุรูปทรงกระบอกที่มีอุณหภูมิผิวคงที่สำหรับของเหลวและก๊าซอยู่ในรูปของ

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2.23)$$

ถ้า $Pr \leq 10$ ให้ใช้ $n = 0.37$ และถ้า $Pr > 10$ ให้ใช้ $n = 0.36$

ส่วน C และ m พิจารณาจากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ C และ m สำหรับสมการที่ 2.23 [5]

Re_D	C	m
1 – 40	0.75	0.40
40 – 1×10^3	0.51	0.50
1×10^3 – 2×10^5	0.26	0.60
2×10^5 – 1×10^6	0.076	0.70

2.2.2 การพาความร้อนในกลุ่มท่อ

จากความสัมพันธ์ของซุเคลาส์คาสในรูปแบบของ

$$Nu_m = \frac{h_m D}{k} = A Re_D^n Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2.24)$$

สำหรับ จำนวนแลวในทิศทางไหล $N_L \geq 20$

$$0.7 < Pr < 500$$

$$10^3 < Re_D < 2 \times 10^6$$

สมการที่ 2.24 สามารถใช้ได้ทั้งของเหลวและก๊าซ สำหรับก๊าซนั้น $(Pr/Pr_s) = 1.0$ และพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการที่อุณหภูมิฟิล์ม $T_f = (T_s + T_\infty)/2$ สำหรับของเหลว นั้นพิจารณาสมบัติทุกตัวในสมการที่อุณหภูมิเฉลี่ย $T_{bm} = (T_{mi} + T_{mo})/2$ ยกเว้น Pr_s พิจารณาที่อุณหภูมิผิวท่อ T_s

สำหรับค่าคงที่ A และ n ในสมการที่ 2.24 พิจารณาได้จากตารางที่ 2.2 กรณีจำนวนแลวตามทิศทางไหลที่ออกแบบ $N_L < 10$ จะมีการแก้ค่าสมการ

$$\frac{(Nu_m)_{N_L < 10}}{(Nu_m)_{eq(24)}} = \left(\frac{N_L}{10} \right)^{0.18} \quad (2.25)$$

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ A และ n สำหรับสมการที่ 2.24 [5]

แบบการจัดเรียงของกลุ่มท่อ	A	N
1) ท่อจัดเรียงแนวตรงกัน		
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$2 \times 10^5 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.021	0.84
2) ท่อจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน		
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5, \left(\frac{S_T}{S_L} > 2\right)$	0.40	0.60
$10^3 < Re_D < 2 \times 10^5, \left(\frac{S_T}{S_L} < 2\right)$	$0.35 (S_T/S_L)^{0.2}$	0.60
$2 \times 10^5 < Re_D < 2 \times 10^6$	0.022	0.84

2.2.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อสู่ของไหลผ่านกลุ่มท่อ

กำหนดให้อุณหภูมิผิวท่อคงที่ T_s ของไหลไหลเข้ากลุ่มท่อที่อุณหภูมิ $T_{\infty 1}$ จากสมมูลของพลังงาน (จำนวนท่อทั้งหมดในกลุ่มท่อ = N ท่อ, ท่อยาว L) อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างท่อกับของไหล

$$Q = mC_p(T_{\infty 2} - T_{\infty 1}) = h_m N \pi D L \Delta T_{lm} \quad (2.26)$$

$$\text{โดยที่ } \Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{\infty 1}) - (T_s - T_{\infty 2})}{\ln[(T_s - T_{\infty 1}) / (T_s - T_{\infty 2})]} \quad (2.27)$$

ในที่นี้ $m = A_{\infty} V \rho = N_T S_T L V \rho$ ดังนั้น

$$\frac{T_s - T_{\infty 2}}{T_s - T_{\infty 1}} = \exp\left(\frac{\pi D N h_m}{\rho V N_T S_T C_p}\right) \quad (2.28)$$

โดยที่ N_T คือ จำนวนท่อใน 1 แถว และจำนวนท่อทั้งหมด $N = N_T N_L$

2.2.4 ประสิทธิภาพของกลุ่มท่อ

สำหรับประสิทธิภาพของกลุ่มท่อ สามารถหาได้จากสมการ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{Q}{(mCp)_{min} \Delta T_{max}} \quad (2.29)$$

โดย $(mCp)_{min}$ คือ $m \times Cp$ ของของไหลระหว่างส่วนควบแน่นกับส่วนทำระเหยที่มีค่าน้อยที่สุด

ΔT_{max} คือ ผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้ากับน้ำเย็นขาเข้า

2.3 ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

โดยปกติทั่วไปการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบงานทางวิศวกรรมเพื่อวัตถุประสงค์ให้เกิดการถ่ายเทความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่เป็นของไหลร้อนและของไหลเย็น

ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถกระทำได้ 2 วิธี คือ แบ่งตามสถานะของของไหลที่ใช้ และแบ่งตามลักษณะการใช้งาน ดังนี้คือ

2.3.1 การแบ่งตามสถานะของไหลที่ใช้

2.3.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มี การเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลทั้ง 2 ชนิด เช่น น้ำมันก๊าดหอกกลั่น และน้ำมันดิบที่ป้อนเข้าหอกกลั่น เป็นต้น

2.3.1.2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอ ในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องคัม ซ้ำ (Reboiler) ของหอกกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน

2.3.1.3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ ไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน

2.3.1.4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ โดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่นในห้อง โดยทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

2.3.1.5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ โดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซและอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน ที่ใช้ก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

2.3.1.6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อ ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น ซึ่งควบแน่นไอให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

2.3.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์การใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งตามประเภทจุดประสงค์การใช้งานหรือลักษณะการใช้งานนั้น ได้แก่

2.3.2.1 เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) การใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอเพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น

2.3.2.2 เครื่องอุ่น หรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่อทำให้ของไหลร้อนล่วงหน้า ซึ่งเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามตำแหน่งข้างหน้าของการใช้งานหรือตามประเภทของของไหลที่ถูกอุ่นให้ร้อน เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water Preheater) เป็นต้น

2.3.2.3 เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับของไหลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

2.3.2.4 เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheat-heater) เครื่องนี้จะทำหน้าที่เพิ่มความร้อนให้กับของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อที่จะทำให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด เช่น เครื่องคองไอ (Steam Superheater)

2.3.2.5 เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนให้กับของเหลวเพื่อที่จะระเหยให้เป็นไ้อีกครั้ง

2.3.2.6 เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ที่สำคัญก็เพื่อควบไอให้กลายเป็นของเหลว เช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำ

2.3.2.7 เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นชนิดหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่นได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอที่ออกมาจากยอดหอกลั่นได้ทั้งหมด

2.3.2.8 เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partian Condenser) เครื่องควบแน่นประเภทผลิตขึ้นใช้กับหอกถัน มีจุดประสงค์เพื่อควบแน่นบางส่วนให้กลายเป็นของเหลว

2.3.2.9 เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

2.3.2.10 เครื่องทำให้เย็นจัด (Chillier) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้ต่ำลงมาก โดยใช้สารทำความเย็น (Refrigeration) เช่น ฟรีออน แอมโมเนีย เป็นต้น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ในคำจำกัดความที่แคบนี้แตกต่างจากเครื่องอื่นๆ ที่กล่าวมาข้างต้นในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อที่จะให้ความร้อนแก่ของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่ระบายความร้อนกับของไหลอีกชนิดหนึ่ง



บทที่ 3

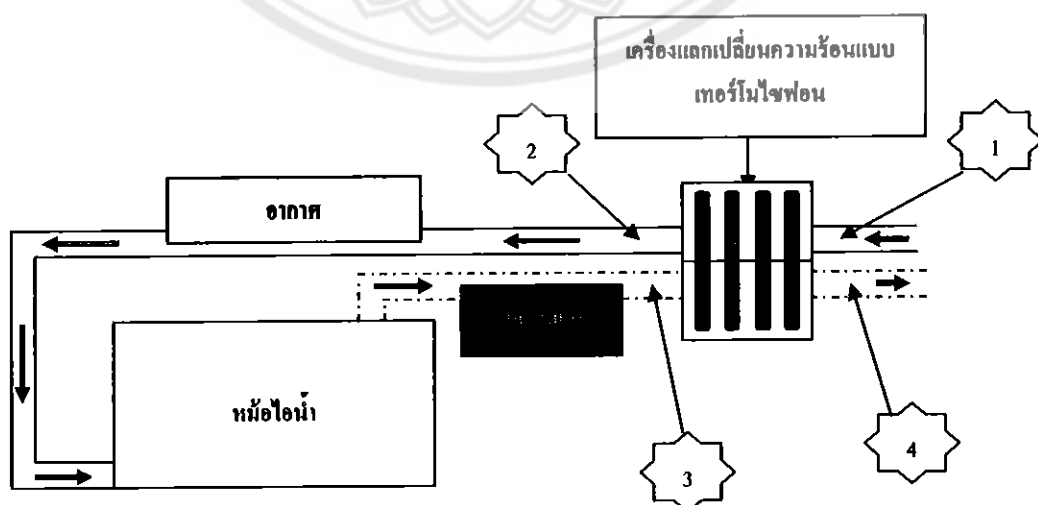
วิธีดำเนินการทดสอบ

ในการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องทราบถึงลักษณะการทำงาน of เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อมูลพื้นฐานและเงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบและสร้างต่อไป โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1 ลักษณะและการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หลักการการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนจะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.1 หลังจากเริ่มเผาไหม้เชื้อเพลิงจากหม้อไอน้ำแล้ว ก๊าซร้อนจากการเผาจะถูกส่งผ่านท่อเทอร์โมไซฟอนที่ส่วนทำระเหย ทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนส่วนทำระเหยมีอุณหภูมิสูงขึ้น สารทำงานภายในส่วนทำระเหยเมื่อมีอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะเดือดและระเหยเป็นไอแล้วลอยขึ้นไปยังส่วนควบแน่นของเทอร์โมไซฟอน ไอของสารทำงานจะควบแน่นที่ส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่ผิวของท่อเทอร์โมไซฟอน จากนั้นสารทำงานก็จะควบแน่นไหลลงตามผนังท่อเทอร์โมไซฟอนด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ลงสู่ส่วนทำระเหย เพื่อไปรับความร้อนอีกครั้ง

การวัดประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำโดยการวัดอุณหภูมิที่อากาศเข้า-ออก (จุด 1, 2) และแก๊สไอเสียเข้า-ออก (จุด 3, 4) ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 1.3



รูปที่ 3.1 การทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.2 ข้อมูลพื้นฐานและเงื่อนไขเริ่มต้นในการออกแบบ

เนื่องจากในการทำงานจริงของระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมีปัจจัยหลายอย่างที่เกี่ยวข้อง ดังนั้น เพื่อให้เกิดความสะดวกและง่ายต่อการออกแบบ จึงกำหนดเงื่อนไขต่างๆ ดังต่อไปนี้

3.2.1 อัตราการไหลของก๊าซร้อนในส่วนทำระเหย $1 \text{ m}^3/\text{min}$ อุณหภูมิก๊าซร้อนทางเข้าส่วนทำระเหย 117°C

3.2.2 เทอร์โมไซฟอนจะวางตัวในแนวตั้ง สารทำงานที่ใช้เป็นน้ำกลั่น อัตราการเดินสารทำงานอยู่ที่ 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย ความยาวรวมของท่อเทอร์โมไซฟอนแต่ละท่อเท่ากับ 1.2 m และความยาวส่วนที่ไม่มีการส่งถ่ายพลังงานความร้อนเท่ากับ 0.01 m

3.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจัดเรียงท่อแบบแนวเหลี่ยมกันเพราะจะทำให้เกิดความปั่นป่วนในของไหลมาก ซึ่งส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

3.2.4 ระยะห่างระหว่างท่อที่วัดตามแนวทิศการไหลและระยะห่างระหว่างท่อวัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล (S_T, S_D) มีค่าเท่ากับ 0.06m

3.2.5 วัสดุท่อเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อเหล็กทนความร้อน

3.2.6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อเทอร์โมไซฟอน (OD) เท่ากับ 27.2 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเทอร์โมไซฟอน (ID) เท่ากับ 21.4 mm

3.3 การคำนวณการออกแบบ [7]

ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวก๊าซร้อนอากาศผ่านท่อเทอร์โมไซฟอน กำหนดให้ความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 0.54 m ความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 0.64 m จำนวนแถวในทิศขวางการไหล คือ 8 และจำนวนแถวในทิศตามแนวการไหล คือ 13 จากการคำนวณการออกแบบดังแสดงใน CD การคำนวณการออกแบบ สามารถสรุปข้อมูลที่ได้ออกแบบทั้งหมด ดังแสดงในตารางที่ 3.1

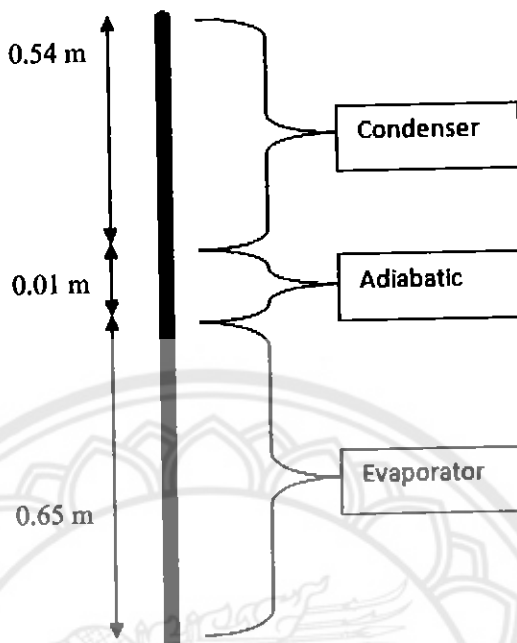
ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลที่ได้จากการออกแบบ

- จำนวนแถวในทิศขวางการไหล	6 แถว
- จำนวนแถวในทิศตามแนวการไหล	8 แถว
- ระยะห่างระหว่างท่อที่วัดตามแนวทิศการไหล	0.06 m
- ระยะห่างระหว่างท่อวัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล	0.06 m
- วัสดุท่อเทอร์โมไซฟอน	ท่อเหล็กทนความร้อน
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อเทอร์โมไซฟอน	0.0272 m
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเทอร์โมไซฟอน	0.0214 m
- ความยาวท่อรวม	1.2 m
- ความยาวส่วนทำระเหย	0.65 m
- ความยาวส่วนควบแน่น	0.54 m
- ความยาวส่วนที่ไม่มีส่งถ่ายพลังงานความร้อน	0.01 m
- สารทำงานในเทอร์โมไซฟอน	น้ำกลั่น
- อัตราส่วนการเติมสารทำงาน	50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย
- อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	30681.6 W
- อัตราการถ่ายเทความร้อน	8735.052 W
- อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อท่อ	87.351 W / tube
- ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	28.47%
- อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางออก	108.263°C
- อุณหภูมิของอากาศทางออก	56.2°C

3.4 การสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1 การสร้างท่อเทอร์โมไซฟอน

ในการทดลองนี้ได้ทำการออกแบบท่อเทอร์โมไซฟอนให้มีขนาดความยาว 1.20 m เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (OD) เท่ากับ 27.2 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (ID) เท่ากับ 21.4 mm โดยกำหนดให้ส่วนควบแน่นมีความยาว 0.54m ส่วนทำระเหย 0.65 m ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน 0.01m โดยใช้น้ำเป็นสารทำงานมีอัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรของส่วนทำระเหยดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.2 แสดงส่วนประกอบของท่อเทอร์โมไซฟอน

3.4.2 การสร้างโครงสร้างของกล่องส่วนทำระเหย

สำหรับ โครงสร้างของส่วนทำระเหยได้ออกแบบให้มีขนาดความกว้าง 0.58 m ความยาว 0.60 m และความหนา 0.36 m ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.3 ภาพ 3 มิติของ โครงสร้างของกล่องส่วนทำระเหย

3.4.3 การสร้างโครงสร้างส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

สำหรับโครงสร้างของส่วนที่ไม่มีการสูญเสียความร้อนได้ออกแบบให้มีขนาดความกว้าง 0.36 m ความยาว 0.68 m และความหนา 10 mm และทำการเจาะรูเพื่อใส่ท่อเทอร์โมไซฟอน ทั้งหมด 100 รู เรียงตัวแบบเหลื่อมกันโดยที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0254 m และมีระยะห่างระหว่างแถว 0.06 m

3.4.4 การสร้างโครงสร้างของกล่องส่วนควบแน่น

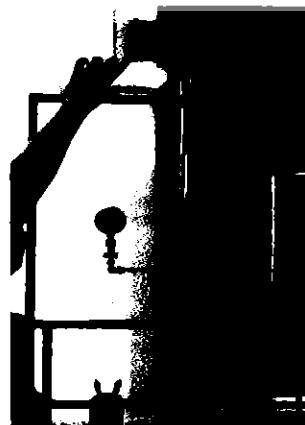
สำหรับโครงสร้างของส่วนควบแน่นได้ออกแบบให้มีขนาดความกว้าง 0.58 m ความยาว 0.85 m และความหนา 0.36 m ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.4 โครงสร้างของกล่องส่วนควบแน่น

3.5 ขั้นตอนการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.5.1 เดิมสารทำงานเข้าในท่อเหล็ก



รูปที่ 3.5 แสดงการเติมสารทำงานเข้าในท่อเหล็ก

15515476

ร/ร.

8/21/17

2553

3.5.2 ประกอบท่อเหล็กที่เดิมสารทำงานแล้วเข้ากับแผ่นที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน



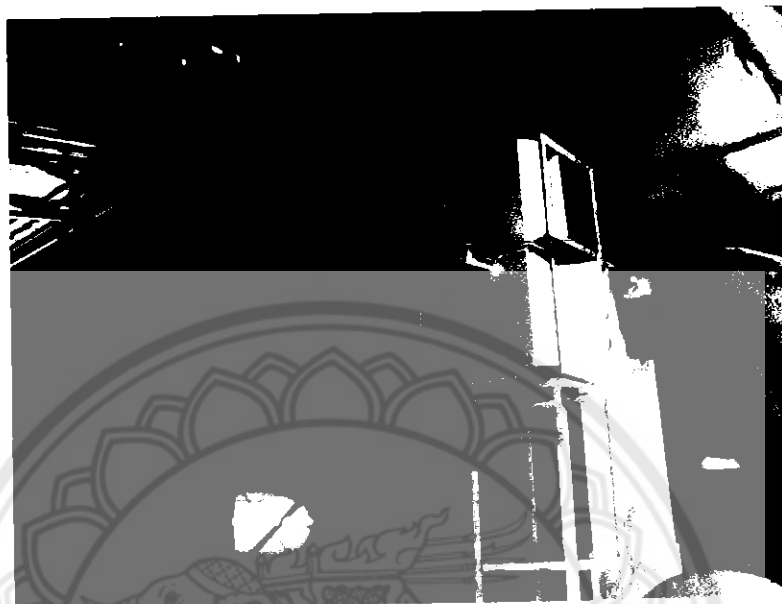
รูปที่ 3.6 แสดงประกอบท่อเหล็กที่เดิมสารทำงานแล้วเข้ากับแผ่นที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

3.5.3 ติดสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ที่ส่วน ทำระเหยและส่วนควบแน่น



รูปที่ 3.7 แสดงการติดสายเทอร์โมคัปเปิลที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

3.5.4 ประกอบกล่องส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเข้ากับแผ่นที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.8 แสดงการประกอบกล่องส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเข้ากับแผ่นที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน

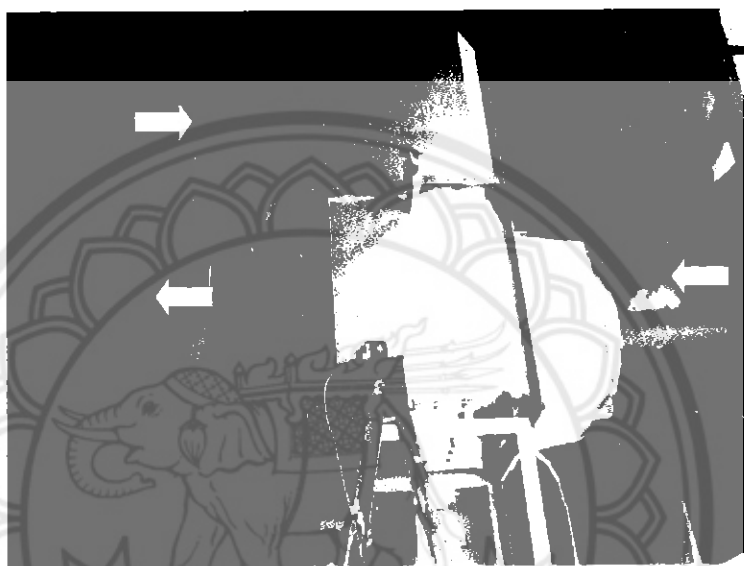
3.5.5 เจาะรูวัดอุณหภูมิก๊าซร้อนที่ทางเข้าและทางออก



รูปที่ 3.9 แสดงการเจาะรูวัดอุณหภูมิก๊าซร้อนที่ทางเข้าและทางออก

3.6 การดำเนินการทดลอง

ในการดำเนินการทดลอง เพื่อวิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนและคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่างๆ ดังรูปที่ 3.11 และออกแบบลำดับขั้นตอนการทดลองดังจะกล่าวต่อไปนี้



รูปที่ 3.10 การติดตั้งอุปกรณ์การวัด

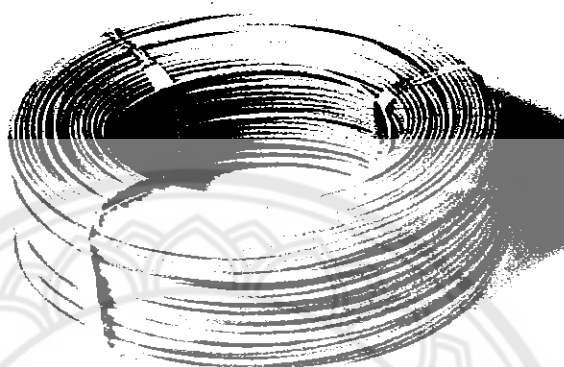
3.6.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

1. เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) ยี่ห้อ Agilent รุ่น 34970 ใช้ในการบันทึกอุณหภูมิ ความผิดพลาดอยู่ในช่วง 0.004% ถึง 0.006% ดังรูปที่ 3.12

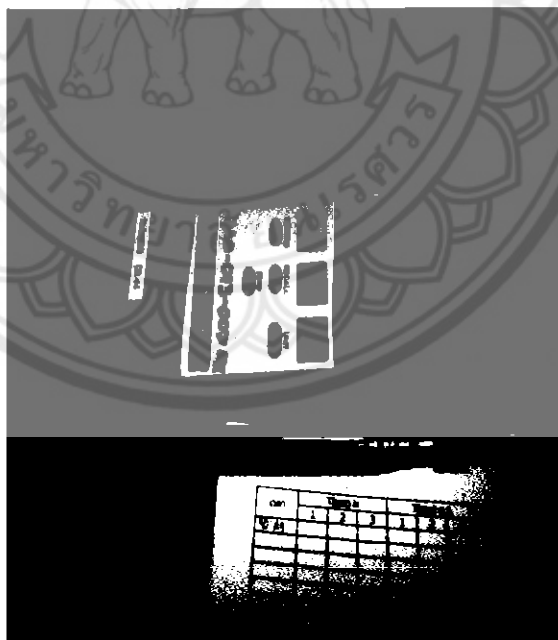


รูปที่ 3.11 แสดงเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) [8]

2. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ยี่ห้อ Omega ที่ใช้ในทดลองเป็นชนิด K สามารถวัดอุณหภูมิในช่วง -200 ถึง 1350°C ดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.12 แสดงสายเทอร์โมคัปเปิลที่ใช้ในการทดลอง [9]



รูปที่ 3.13 แสดงเครื่องวัดความเร็วลมที่ใช้ในการทดลอง

3.6.2 ลำดับขั้นตอนการทดลอง

1. ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ติดตั้งท่อน้ำและท่อก๊าซขาเข้า-ออก
2. เดินเครื่องให้น้ำเย็นไหลผ่านส่วนควมแน่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเปิดการทำงานของเตาเผาเพื่อปล่อยก๊าซร้อนผ่านส่วนทำระเหยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
3. อ่านค่าอัตราการใช้แก๊ส อุณหภูมิน้ำทั้งขาเข้า ขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน พร้อมบันทึกผลการทดลอง โดยบันทึกผลทุก 10 นาที เริ่มตั้งแต่เวลา 11:03:12 น. ถึง 13:33:12 น. ดังแสดงในภาคผนวก ตารางที่ ก1
4. คำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน
5. วิเคราะห์ผลการทดลองและสรุป



บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

จากการทดลองได้ทำการบันทึกค่าที่ได้จากการทดลองต่างๆ เช่น อุณหภูมิที่ทางเข้า-ออกของส่วน Evaporator และ Condenser ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน, ความเร็วของอากาศทางเข้า, อัตราการป้อนเชื้อเพลิงขี้เลื่อย เพื่อจะนำค่าที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อน ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนและวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนซึ่งได้ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลได้ดังนี้

4.1 การวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนระหว่างผลที่ได้จากการทดลองกับค่าที่คำนวณ

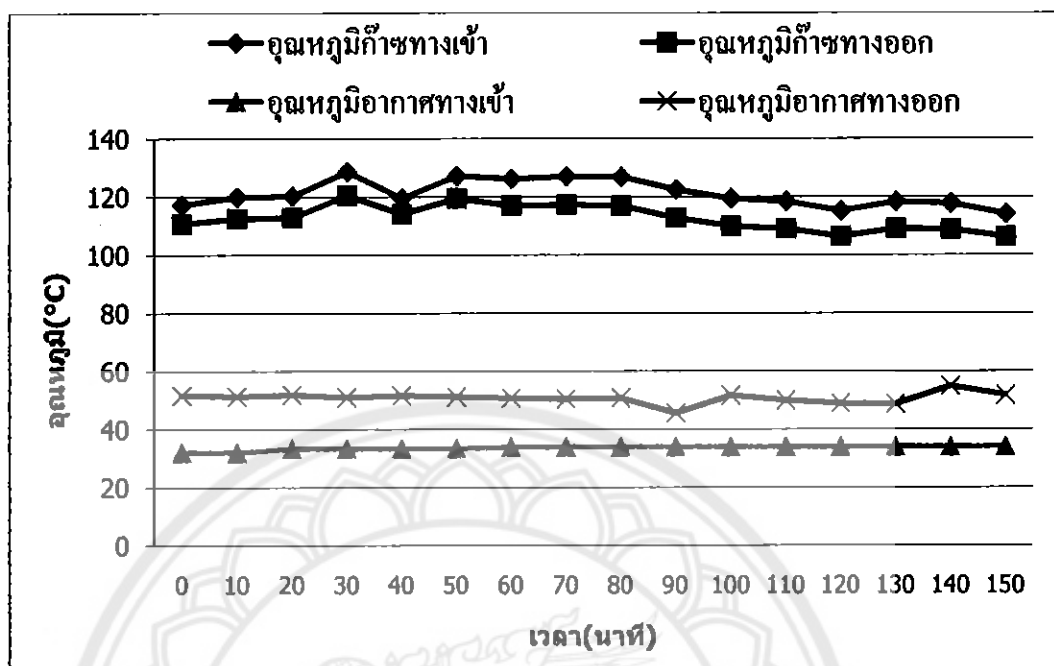
ตารางที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบข้อมูลที่ได้จากการทดลองกับข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ

ข้อมูล	จากการทดลอง	จากการคำนวณ
อัตราการไหลของก๊าซร้อน (m^3/s)	-	1
อัตราการไหลของอากาศ (m^3/s)	0.36	0.36
อุณหภูมิก๊าซร้อนทางเข้า ($^{\circ}C$)	117	117
อุณหภูมิอากาศทางเข้า ($^{\circ}C$)	32	32
อุณหภูมิก๊าซร้อนทางออก ($^{\circ}C$)	112.77	108.26
อุณหภูมิอากาศทางออก ($^{\circ}C$)	50.85	56.2
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (W)	36435.14	30681.6
อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(W)	7102.96	8735.05
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน (%)	19.49	28.47

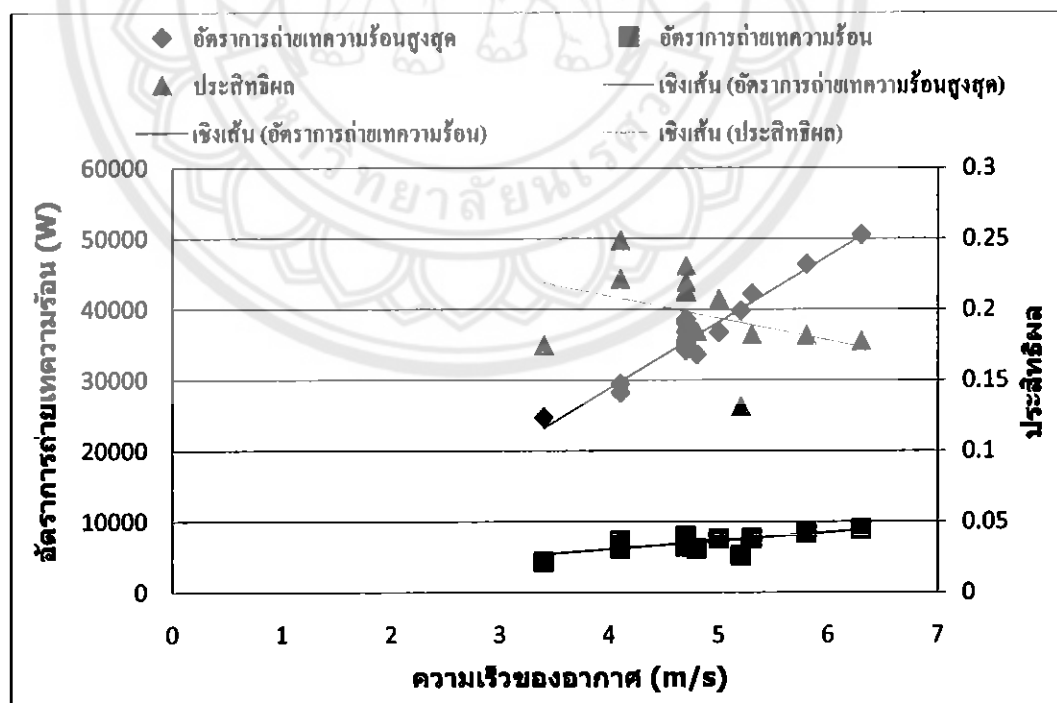
ในการวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นจะกำหนดให้อัตราไหลของก๊าซร้อนคงที่ที่ $1 \text{ m}^3/\text{s}$ อัตราไหลของอากาศคงที่ที่ $0.36 \text{ m}^3/\text{s}$ อุณหภูมิของก๊าซของร้อนทางเข้า 117°C อุณหภูมิของอากาศทางเข้า 32°C และใช้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการคำนวณหาค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน เพราะเป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนที่นำมาใช้จริง จากตารางที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการวัดจะมีค่าน้อยกว่าการคำนวณเพราะค่าอัตราการไหลของอากาศไม่คงที่ขึ้นอยู่กับความต้องการของการใช้พลังงานความร้อนจากหม้อไอน้ำว่าจะต้องการมากหรือน้อยเพียงใด ถ้าต้องการมากจะทำให้หม้อไอน้ำทำงานมากขึ้นและความเร็วของอากาศก็จะมากขึ้นทำให้อัตราเร็วของอากาศมากจึงทำให้อุณหภูมิทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการคำนวณหาค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนต่ำลงไปด้วย และจะเห็นว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนในการคำนวณมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการการวัด เนื่องจากในการคำนวณค่าประสิทธิภาพจะคำนวณจากลักษณะการไหลเป็นแบบไหลสวนทางกัน แต่ที่หน้างานเราไม่สามารถติดตั้งให้การไหลของท่อก๊าซร้อนกับท่ออากาศเป็นแบบไหลสวนกันได้ จึงจำเป็นที่จะต้องติดตั้งให้เป็นการไหลแบบขนานกันทำให้ให้ประสิทธิภาพต่ำกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ

4.2 การวิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน

เวลาในการทดลองคือช่วง 11.03-13.33 น. จะเห็นได้จากรูปที่ 4.1 ที่มีอุณหภูมิอากาศทางเข้าค่อนข้างจะคงที่ประมาณ 32°C ส่วนมีอุณหภูมิก๊าซร้อนนั้นจะมีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างมากจะอยู่ช่วง $110 - 126^\circ\text{C}$ และเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นประมาณ 20°C ในส่วนของก๊าซร้อนจะมีอุณหภูมิต่ำลงเนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อเทอร์โมไซฟอนแล้วท่อจะส่งให้กับอากาศในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงทำให้อุณหภูมิก๊าซต่ำลง ดังนั้นเวลาจะไม่มีผลกับอุณหภูมิของก๊าซร้อนเนื่องจากช่วงเวลาที่วัดหม้อต้มไอน้ำมีการทำงานคงที่จึงทำให้อุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก

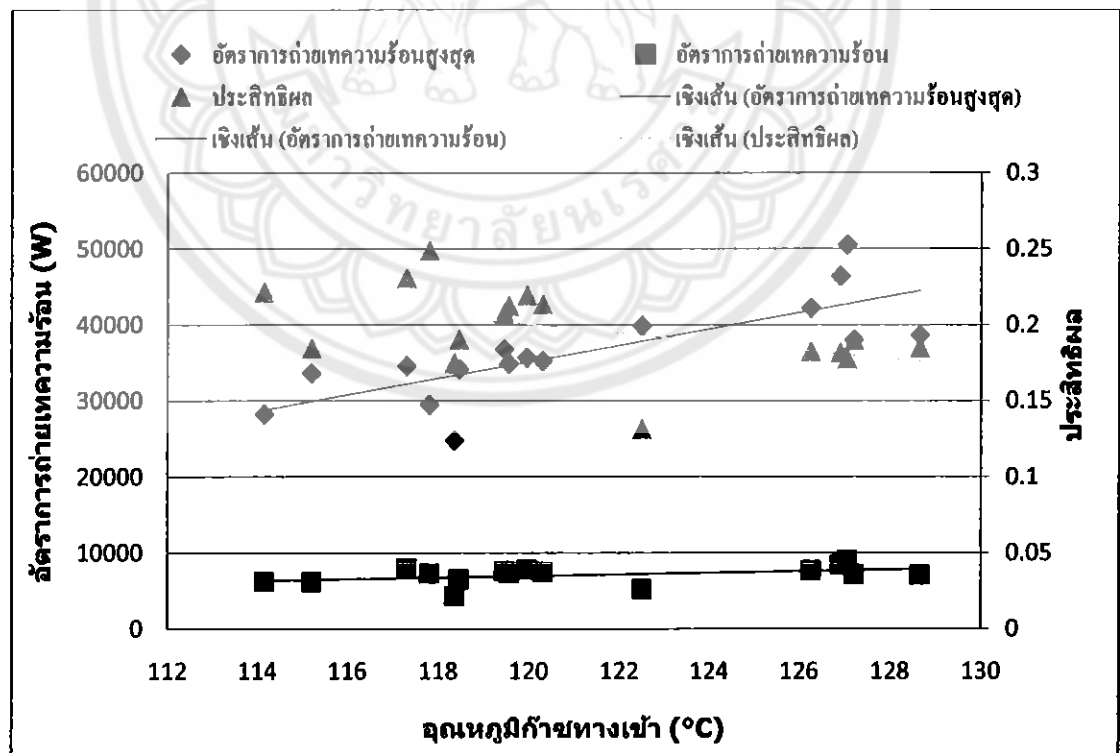


รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเทียบกับเวลา



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วของอากาศ

จากรูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิผลเทียบกับความเร็วของอากาศจะเห็นได้ว่าที่ความเร็วของอากาศ 3.4-6.3 m/s ค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 4.33-8.97 kW มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 7.103 kW และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นมากอย่างเห็นได้ชัดอยู่ในช่วง 24.76 - 50.54 kW มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 36.44 kW ซึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดมีการเปลี่ยนแปลงไปมากแต่อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นน้อยเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน จึงทำให้ค่าประสิทธิผลมีแนวโน้มลดลงอยู่ในช่วง 13.13-24.88 และมีค่าประสิทธิผลเฉลี่ยอยู่ที่ 19% เนื่องจากค่าประสิทธิผลนั้นเป็นอัตราส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ถ้าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะสูงตามไปด้วย ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะมีค่ามากหรือน้อยจะขึ้นอยู่กับความเร็วลมของอากาศ ดังนั้นอัตราการไหลจะมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิผลเทียบกับอุณหภูมิก๊าซทางเข้า

จากรูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิภาพเทียบกับอุณหภูมิก๊าซทางเข้าจะเห็นได้ว่าที่อุณหภูมิก๊าซทางเข้า 114-129°C ค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 4.33 - 8.97 kW มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 7.103 kW และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นมากอย่างเห็นได้ชัดอยู่ในช่วง 24.76 – 50.54 kW มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 36.44 kW ซึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดมีการเปลี่ยนแปลงไปมากแต่อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นน้อยเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพมีแนวโน้มลดลงอยู่ในช่วง 13.13-24.88 และมีค่าประสิทธิภาพเฉลี่ยอยู่ที่ 19% เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศทางเข้าค่อนข้างคงที่ที่ 32°C ดังนั้นอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าจึงมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและประสิทธิภาพ

4.3 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์เป็นการวิเคราะห์ เพื่อเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายก่อนที่จะมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนกับหลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน โดยคำนวณจากปริมาณการใช้เชื้อเพลิงที่ลดลง

แต่เดิมก่อนที่จะมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นจะมีการใช้เชื้อเพลิงที่ลดลงจะใช้ประมาณ 11 ตัน/วัน และ 1 ตันของรถดักจะมีน้ำหนัก 186 กิโลกรัม เชื้อเพลิงที่ลดลงจะมีราคา 1.50 บาท/กิโลกรัม และจะมีการทำงาน 300 วัน/ปี ดังนั้นจะเสียค่าใช้จ่ายต่อวันและค่าใช้จ่ายต่อปี ดังนี้

$$\text{จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ใน 1 วัน} = \text{จำนวนตันต่อวัน} \times \text{จำนวนน้ำหนักต่อ 1 ตัน}$$

$$= 11 \times 186$$

$$= 2046 \text{ กิโลกรัมต่อวัน}$$

$$\text{ค่าใช้จ่าย/วัน} = \text{จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ต่อวัน} \times \text{ราคาเชื้อเพลิงต่อกิโลกรัม}$$

$$= 2046 \times 1.50$$

$$= 3069 \text{ บาทต่อวัน}$$

$$\text{จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ใน 1 ปี} = \text{จำนวนตันต่อปี} \times \text{จำนวนน้ำหนักต่อ 1 ตัน}$$

$$= 11 \times 300 \times 186$$

$$= 613800 \text{ กิโลกรัมต่อปี}$$

$$\text{ค่าใช้จ่าย/ปี} = \text{จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ต่อปี} \times \text{ราคาเชื้อเพลิงต่อกิโลกรัม}$$

$$= 613800 \times 1.50$$

$$= 920700 \text{ บาทต่อปี}$$

เมื่อมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซโฟนนั้นจะมีการใช้เชื้อเพลิงซีลีออย จะใช้ประมาณ 10 ตัน/วัน และ 1 ตันของรุดตักจะมีน้ำหนัก 186 กิโลกรัม เชื้อเพลิง ซีลีออยจะมีราคา กิโลกรัมละ 1.50 บาท/กิโลกรัม และจะมีการทำงาน 300 วัน/ปี ดังนั้นจะเสียค่าใช้จ่ายต่อวันและค่าใช้จ่ายต่อปี ดังนี้

จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ใน 1 วัน = จำนวนตันต่อวัน X จำนวนน้ำหนักต่อ 1 ตัน

$$= 10 \times 186$$

$$= 1860 \text{ กิโลกรัมต่อวัน}$$

ค่าใช้จ่าย/วัน = จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ต่อวัน X ราคาเชื้อเพลิงต่อกิโลกรัม

$$= 1860 \times 1.50$$

$$= 2790 \text{ บาทต่อวัน}$$

จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ใน 1 ปี = จำนวนตันต่อปี X จำนวนน้ำหนักต่อ 1 ตัน

$$= 10 \times 300 \times 186$$

$$= 558000 \text{ กิโลกรัมต่อปี}$$

ค่าใช้จ่าย/ปี = จำนวนกิโลกรัมที่ใช้ต่อปี X ราคาเชื้อเพลิงต่อกิโลกรัม

$$= 558000 \times 1.50$$

$$= 837000 \text{ บาทต่อปี}$$

จะเห็นได้ว่าเมื่อมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซโฟนเข้าไปนั้นจะทำให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงลดลง $920700 - 837000 = 83700$ บาท คิดเป็น 10 % ของค่าใช้จ่ายต่อปี

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการสร้างและพัฒนาระบบบ่อนอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำ ที่ประกอบด้วยท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวน 100 ท่อ ทำจากท่อเหล็กทนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0272 m ยาว 120 cm ที่มีส่วนทำระเหยจะมีความยาว 0.65 m ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อน 0.01 m และส่วนควบแน่น 0.54 m จากการทดสอบและบันทึกค่าในวันที่ 28 พฤศจิกายน 2553 ตั้งแต่เวลา 11.03 – 13.33 น. นำค่าจากการทดสอบมาวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อน ค่าประสิทธิผล และวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์สามารถสรุปได้ดังนี้

อุณหภูมิของก๊าซทางเข้าและความเร็วลมของก๊าซมีผลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง และได้ค่าอุณหภูมิของอากาศทางออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเฉลี่ย 51°C เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 71.03 kW และมีค่าประสิทธิผลเฉลี่ยเป็น 19% เมื่อนำไปเปรียบเทียบกับเชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่าจะสามารถลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงซีลือบได้คิดเป็น 10% ต่อปี ของค่าใช้จ่ายในการซื้อเชื้อเพลิง

5.2 ข้อเสนอแนะ

- 1.ควรนำเทอร์โมไซฟอนไปประยุกต์ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่น
- 2.ควรคิดครีบท่อเทอร์โมไซฟอนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน
- 3.ควรหาวิธีการผลิตท่อเพื่อถ่วงการรั่วซึมของสารทำงาน

บรรณานุกรม

- [1]HEAT PIPES-PERFORMANCE OF TWO-PHASE CLOSED THERMOSYPHONS,ESDU,1981
- [2]รองศาสตราจารย์ มนต์รี พิรุณเกษร, การถ่ายเทความร้อนฉบับเตรียมสอบและเสริมประสบการณ์, วิทยพัฒน์, กรุงเทพฯ, 2548, หน้า 94-497
- [3]<http://teenet.chiangmai.ac.th/emac/journal/2002/16/04.php> (สืบค้นเมื่อวันที่ 10 ธันวาคม 2553)
- [4]<http://theenergy.biz/forum/index.php?topic=377.0> (สืบค้นเมื่อวันที่ 17 ธันวาคม 2553)
- [5][http://mte.kmutt.ac.th/elearning/heat%20transfer\(heat%20exchanger\)/topic_m7_1.html](http://mte.kmutt.ac.th/elearning/heat%20transfer(heat%20exchanger)/topic_m7_1.html) (สืบค้นเมื่อวันที่ 20 มกราคม 2554)
- [6]http://www.tpa.or.th/writer/read_this_book_topic.php?passTo=85e631a2b6907ece7f7fa90250fe2348&pageid=15&bookID=1043&read=true&count=true (สืบค้นเมื่อวันที่ 29 มกราคม 2554)
- [7]CD การคำนวณการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน





ภาคผนวก



ตารางที่ ก.2 แสดงผลการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน

เวลา	T(gas) in		T(gas) out			T(air) in			T(air) out		T Boiler	V air (m/s)
	จุด 1	จุด 2	จุด 1	จุด 2	จุด 3	จุด 1	จุด 2	จุด 3	จุด 1	จุด 2		
11:03:12	117.3	117.3	111.3	111	110.1	32.1	32	32.3	51	52.6	42.7	4.7
11:13:12	120.1	119.8	113.3	112.8	111.7	32.1	32	32.3	50.7	52.1	42	4.7
11:23:12	120.8	119.8	113.6	112.4	112.8	33.4	33.5	33.5	52.5	51.5	42.4	4.7
11:33:12	128.8	128.5	121.3	120.5	119.9	33.4	33.5	33.5	49.9	52.2	43.3	4.7
11:43:12	119.8	119.3	114.6	113.6	114.1	33.4	33.5	33.5	52.1	51.4	43.9	4.7
11:53:12	127.6	126.8	120.2	119.3	119.2	33.4	33.5	33.5	51	51.5	43.9	4.7
12:03:12	126.7	125.8	117.9	116.4	116.8	34	34.1	34	52	49.7	42.5	5.3
12:13:12	127.5	126.6	118.2	116	117.7	34	34.1	34	51.9	49.2	44.1	6.3
12:23:12	127.3	126.5	118	116	117.1	34	34.1	34	54.5	47.3	45	5.8
12:33:12	122.9	122.1	113.7	111.7	113	34	34.1	34	49.8	41.5	44.6	5.2
12:43:12	119.9	119	110.6	108.8	110.4	34	34.1	34	53.3	50.2	44.1	5
12:53:12	118.8	118.1	109.8	108.4	108.9	34	34.1	34	50.1	50.1	44.5	4.7
13:03:12	115.6	114.8	107.3	105.2	106.8	34	34.1	34	46.6	51.4	43.8	4.8
13:13:12	118.7	118	109.9	108.1	109.2	34.1	34	34.1	50.6	47	43	3.4
13:23:12	118	117.6	109.7	107.8	109.1	34.1	34	34.1	54.2	55.6	43.8	4.1
13:33:12	114.5	113.8	106.9	105.6	106.4	34.1	34	34.1	51.1	52.5	44.8	4.1



ภาคผนวก ข

ตารางคุณสมบัติ

มหาวิทยาลัยจุฬาลงกรณ์ราชบัณฑิต

ตารางที่ ข.1 แสดงสมบัติของอากาศ

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	μ (kg/m·s)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.000	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.80	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.10	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.440	22.30	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.890	26.30	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.920	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.410	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.390	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.790	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.570	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.680	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.210	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.100	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.370	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.930	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.90	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.20	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.90	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449	141.80	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473	162.90	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496	185.10	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688

ตารางที่ ข.2 แสดงสมบัติของน้ำ

T (K)	P (bars)	Specific Volume		Heat of Vaporization, h_g (kJ/kg)	Specific Heat		Viscosity		Thermal Conductivity		Prandtl Number	Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)
		$v_f \cdot 10^3$ (m ³ /kg)	v_g (m ³ /kg)		C_{p_f} (m ³ /kg·K)	C_{p_g} (m ³ /kg·K)	$\mu_f \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	μ_g (N·s/m ²)	$K_f \cdot 10^3$ (W/m·K)	K_g (W/m·K)			
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	276.1
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.18	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	624.2
355	0.5100	1.030	3.18	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	707.1

ภาคผนวก ก

ตัวอย่างการคำนวณ



ตัวอย่างการคำนวณ

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน จากผลที่ได้จากการทดลอง

ตัวอย่างการคำนวณที่ เวลา 11.03 น.

การคำนวณหาอัตราการไหล

$$\dot{V} = (1.110278)(4.7)(0.24)(0.32)$$

$$\dot{V} = 0.40076 \text{ m}^3/\text{s}$$

การคำนวณหาอัตราการความจุความร้อนของของไหลเย็น

$$C_c = (0.40076)(1012.72)$$

$$C_c = 405.5838 \text{ W/K}$$

การคำนวณหาอัตราการความจุความร้อนของของไหลร้อน

$$C_h = 405.583 \times \frac{110.8 - 117.3}{51.8 - 32.133}$$

$$C_h = 1229.998 \text{ W/K}$$

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$q_{\max} = (405.5838)(117.3 - 32.133)$$

$$q_{\max} = 34566.06 \text{ W}$$

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$q = (0.40076)(1012.72)(51.8 - 32.133)$$

$$q = 7981.987 \text{ W}$$

การคำนวณหาประสิทธิภาพจะได้

$$\varepsilon = \frac{7981.98}{34566.06}$$

$$\varepsilon = 23.092\%$$

จากการคำนวณสามารถสรุปได้ตามตารางนี้
 ตารางที่ 1 แสดงผลการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพในแต่ละช่วงเวลา

เวลา	q_{max} (W)	q (W)	ε (%)
11:03:12	34566.06	7981.987	23.09198
11:13:12	35688.62	7829.956	21.93965
11:23:12	35208.00	7514.643	21.34357
11:33:12	38626.02	7135.432	18.47312
11:43:12	34860.97	7404.159	21.23911
11:53:12	38002.57	7209.947	18.97226
12:03:12	42205.36	7696.585	18.23604
12:13:12	50540.74	8974.354	17.75667
12:23:12	46395.44	8426.452	18.16224
12:33:12	39832.57	5230.464	13.13112
12:43:12	36762.92	7625.168	20.74146
12:53:12	34192.16	6507.649	19.03258
13:03:12	33626.05	6200.451	18.43943
13:13:12	24764.01	4328.927	17.48072
13:23:12	29462.14	7330.350	24.88057
13:33:12	28228.69	6250.847	22.14360

ประวัติผู้ดำเนินโครงการ

ชื่อ นายณัฐพล จิระรุ่งเสถียร
 ภูมิลำเนา 19/231 ถนน วิสุทธิกษัตริย์ ตำบลในเมือง
 อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000

ประวัติการศึกษา

จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนพิษณุโลกพิทยาคม
 ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
 สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

E-mail : maxx413@hotmail.com

ชื่อ นางสาวกชกร ไทยไชยนต์
 ภูมิลำเนา 12 ถนนเทศบาล 1 ตำบลในเมือง อำเภอเมือง
 จังหวัดกำแพงเพชร 62000

ประวัติการศึกษา

จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนกำแพงเพชรพิทยาคม
 ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
 สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

E-mail : Kotchakom_ME@hotmail.com

ชื่อ นายกฤษฎา ขันเพชร
 ภูมิลำเนา 31/1 หมู่ 6 ตำบลเวียงทอง อำเภอสูงเม่น จังหวัดแพร่ 54130

ประวัติการศึกษา

จบระดับมัธยมศึกษาจาก โรงเรียนสูงเม่นชนูปถัมภ์
 ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
 สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

E-mail : Phr_aek@hotmail.com