

การปรับปรุงระบบเก็บความร้อนเหลือทิ้งจากหม้อต้มน้ำร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม



บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)  
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)  
are the thesis authors' files submitted through the University Graduate School.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
ปีการศึกษา 2559  
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

IMPROVEMENT OF EXHAUST GAS HEAT RECOVERY SYSTEM FOR THERMAL OIL HEATER  
IN PALM OIL REFINERY PLANT

Mr. Panom Chucherd



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering Program in Chemical Engineering

Department of Chemical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2016

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การปรับปรุงระบบเก็บความร้อนเหลือทิ้งจากหม้อต้ม  
น้ำมันร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม

โดย

สาขาวิชา

วิศวกรรมเคมี

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล กิตติศุภกร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน  
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร. สุพจน์ เตชวรสินสกุล)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร. กษิติศ หนูทอง)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล กิตติศุภกร)

..... กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร. ธราธร มงคลศรี)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วชิรา ดาวสุด)

พนม ชูเชิด : การปรับปรุงระบบเก็บความร้อนเหลือทิ้งจากหม้อต้มน้ำมันร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม (IMPROVEMENT OF EXHAUST GAS HEAT RECOVERY SYSTEM FOR THERMAL OIL HEATER IN PALM OIL REFINERY PLANT) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ศ. ดร. ไพศาล กิตติศุภกร, 99 หน้า.

งานวิจัยนี้เป็นการปรับปรุงระบบเก็บพลังงานความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากปล่องนี้สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้โดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่า อีโคโนไมเซอร์ การปรับปรุงโดยการออกแบบให้ก๊าซร้อนไหลภายนอกท่อและน้ำไหลภายในท่อ จากแบบเดิมซึ่งเป็นแบบก๊าซร้อนไหลภายในท่อและน้ำไหลอยู่ภายนอกท่อ ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ปรับปรุงใหม่มีพื้นที่รับความร้อนเท่ากับ 122 ตารางเมตร และมีค่าการถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ  $19.03 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  จากการทดลองพบว่า สามารถทำให้อุณหภูมิน้ำป้อนสูงขึ้นจาก 40 องศาเซลเซียส เป็น 104 องศาเซลเซียส ที่อัตราการไหล 1.267 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง



ภาควิชา วิศวกรรมเคมี

สาขาวิชา วิศวกรรมเคมี

ปีการศึกษา 2559

ลายมือชื่อนิสิต .....

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก .....

# # 5671009321 : MAJOR CHEMICAL ENGINEERING

KEYWORDS: HEAT RECOVERY SYSTEM / ECONOMIZER / EXHAUST GAS

PANOM CHUCHERD: IMPROVEMENT OF EXHAUST GAS HEAT RECOVERY SYSTEM FOR THERMAL OIL HEATER IN PALM OIL REFINERY PLANT. ADVISOR: PROF. DR. PAISAN KITTISUPAKORN, 99 pp.

This paper presents the improvement of an exhaust gas heat exchanger for waste heat recovery of the exhausted flue gas of palm oil refinery plant. This waste heat can be recovered by installing an economizer to heat the feed water which can save the fuel consumption of the coal fired steam boiler and the outlet temperature of flue gas will be controlled in order to avoid the acid dew point temperature and protect the filter bag. The decrease of energy used leads to the reduction of CO<sub>2</sub> emission. Two designed economizer studied in this paper are gas in tube and water in tube. The gas in tube exchanger refers to the shell and tube heat exchanger which the flue gas flows in tube; this designed exchanger is used in the existing unit. The new designed water in tube refers to the shell and tube heat exchanger which the water flows in the tube; this designed exchanger is proposed for new implementation. New economizer has the overall coefficient of heat transfer of 19.03 W/m<sup>2</sup>.K and the surface heat transfer area of 122 m<sup>2</sup> in the optimized case. Experimental results show that it is feasible to install economizer in the exhaust flue gas system between the air preheater and the bag filter, which has slightly disadvantage effect in the system. The system can raise the feed water temperature from 40 to 104°C and flow rate 1.267 m<sup>3</sup>/h, the outlet temperature of flue gas is maintained about 130 °C.

Department: Chemical Engineering      Student's Signature .....

Field of Study: Chemical Engineering      Advisor's Signature .....

Academic Year: 2016

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้ได้จัดทำขึ้นสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของบุคคลหลายท่านดังนี้ ศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล กิตติศุภกร อาจารย์ที่ปรึกษา ผู้ชี้แนะนำหัวข้อและแนวทางวิจัยตลอดจนคำปรึกษามากมายที่เป็นประโยชน์ต่อการวิจัย พร้อมทั้งสนับสนุนเครื่องมือวัดต่างๆ ที่ใช้ในการวิจัย

ขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. กษิตีส หนูทอง ประธานกรรมการ รองศาสตราจารย์ ดร. ธีรธร มงคลศรี กรรมการ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วชิรา ดาวสุด กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย ที่ช่วยให้คำปรึกษาและคำแนะนำที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณบริษัท น้ำมันพืชปทุม จำกัด ที่อนุญาตให้ทำการตรวจวัดและเก็บข้อมูลต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัย และคุณวิชัย วรรณนะปกรณ ผู้จัดการแผนกผลิตและวิศวกรรม ที่ช่วยให้คำปรึกษาและคำแนะนำในงานวิจัยครั้งนี้ ขอกราบขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ได้ให้โอกาสในการศึกษา ค้นคว้า สละสมประสบการณ์ และเอื้ออำนวยอุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็นอย่างสูงในการวิจัยรวมทั้ง คุณสุรสิทธิ์ ตัณฑะติลก คุณศิริวิมล ถินถาวรและเพื่อนๆ นิสิตปริญญาโท ที่ช่วยให้คำปรึกษาที่เป็นประโยชน์ในการทำวิจัย

ท้ายที่สุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัว ที่ให้การสนับสนุนผู้วิจัยทั้งด้านค่าใช้จ่าย และเป็นกำลังใจที่สำคัญตลอดมา ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี อันคุณค่าและประโยชน์ที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบแต่ครอบครัว ครูอาจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่านที่ให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัยมาโดยตลอดจนสำเร็จการศึกษา

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 วิธีดำเนินการวิจัย.....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	13
3.1 ข้อมูลทั่วไปของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Hot Oil Heater).....	13
3.2 ข้อมูลทั่วไปของอีโคโนไมเซอร์ (Economizer).....	13
3.3 การถ่ายเทความร้อนในอีโคโนไมเซอร์.....	15
3.3.1 การนำความร้อน (conduction Heat Transfer).....	15
3.3.2 การพาความร้อน (Convection Heat Transfer).....	16
3.3.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer).....	17
3.4 พื้นฐานทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
3.4.1 วงจรทางความร้อนและสมการการนำความร้อนรวม.....	18
3.5 สมดุลมวลและพลังงาน.....	21
3.5.1 สมดุลมวลของอีโคโนไมเซอร์.....	21

3.5.2 สมดุลพลังงานของอีโคโนไมเซอร์ .....	21
บทที่ 4 การออกแบบปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ .....	25
บทที่ 5 วิธีการดำเนินการวิจัย .....	37
5.1 ข้อมูลเบื้องต้นและการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อน .....	37
5.1.1 สภาพการถ่ายเทความร้อนก่อนปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์.....	37
5.1.2 สภาพการถ่ายเทความร้อนหลังจากปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์.....	37
5.1.3 วิธีการทดลองก่อนการปรับปรุง และหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ .....	37
5.2 รายละเอียดของข้อมูลที่ต้องตรวจวัด.....	38
5.3 เครื่องมือที่ใช้วัดค่าและบันทึกผลการทดลอง .....	40
บทที่ 6 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการวิจัย .....	45
6.1 ข้อมูลตรวจวัดจากการทดลอง.....	45
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ .....	58
7.1 สรุปผลการวิจัย.....	58
7.2 ข้อเสนอแนะและงานวิจัยต่อไป.....	60
รายการอ้างอิง .....	61
ภาคผนวก.....	71
ภาคผนวก ก ข้อมูลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์.....	72
ภาคผนวก ข ข้อมูลการตรวจวัดอีโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง .....	81
ภาคผนวก ค ข้อมูลการตรวจวัดอีโคโนไมเซอร์หลังการปรับปรุง.....	91
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์ .....	99



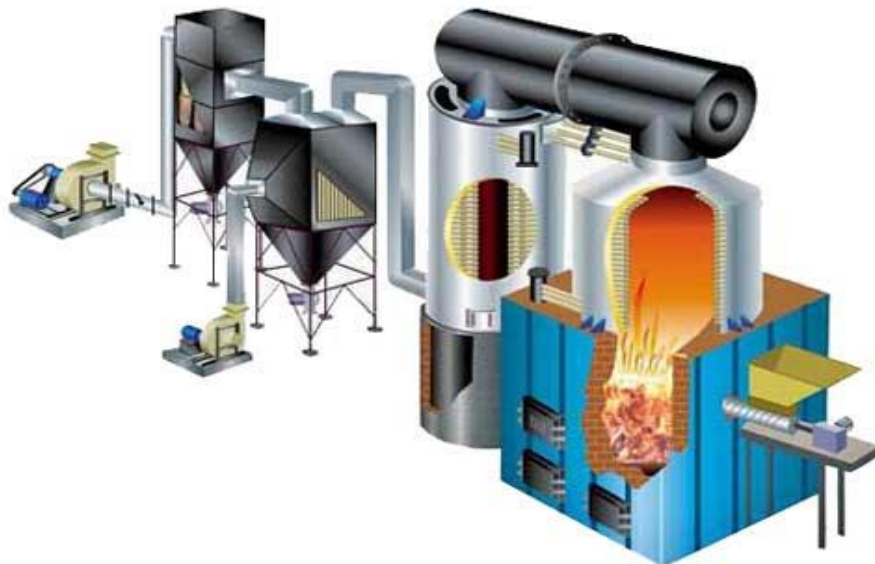
## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

เนื่องจากโรงงานผลิตน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ มีความจำเป็นต้องมีการไอน้ำและความร้อนจากน้ำมันร้อนในการกลั่นน้ำมันปาล์มดิบ ซึ่งความร้อนทั้งสองส่วนนี้ ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง เช่น น้ำมันเตา แก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือถ่านหิน เป็นต้น ค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิงเหล่านี้ถือว่าเป็นต้นทุนหลักในการผลิตน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ ดังนั้นหากสามารถประหยัดหรือลดการใช้เชื้อเพลิงดังกล่าวได้ จะสามารถเพิ่มความสามารถในการแข่งขันในอุตสาหกรรมได้

ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเพื่อให้ความร้อนกับน้ำมันถ่ายเทความร้อนนั้น จะมีความร้อนเหลือทิ้งจากปล่องไอเสีย ซึ่งมักจะต้องปล่อยทิ้งออกจากห้องเผาไหม้ โดยทั่วไปมักจะมีอุณหภูมิสูงประมาณ 300-400 °C ทั้งนี้อุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ปล่อยออกจากห้องเผาไหม้ของหม้อต้มน้ำมันร้อน จะสูงกว่าอุณหภูมิของน้ำมันร้อนที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 50-100 °C ดังนั้นการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียของปล่องหม้อต้มน้ำมันร้อนไปใช้ประโยชน์ คาดว่าจะช่วยลดอุณหภูมิของก๊าซร้อนจาก 300 °C ลงได้เหลือ 150 °C

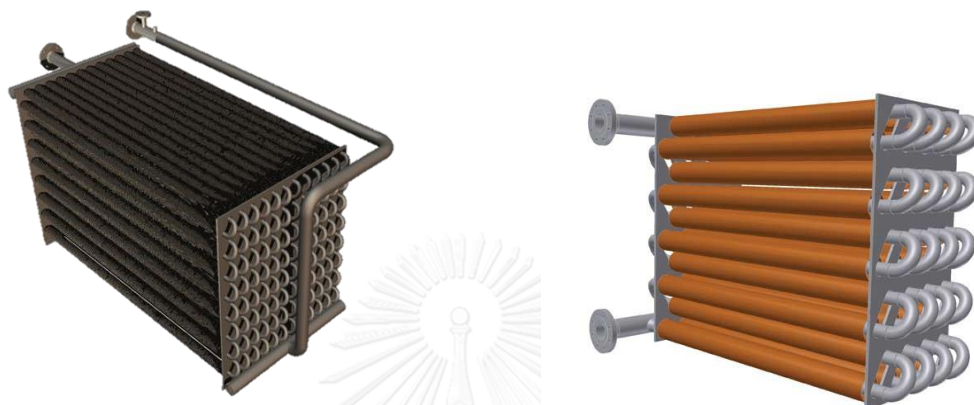


รูปที่ 1.1 แสดงโครงสร้างและส่วนประกอบของระบบหม้อต้มน้ำมันร้อน (Thermal Oil Heater)

หม้อไอน้ำเป็นเครื่องจักรที่ใช้ผลิตไอน้ำเพื่อใช้งานในกระบวนการผลิต โดยน้ำจะถูกป้อนเข้าไปรับความร้อนจากห้องเผาไหม้ เมื่อได้รับความร้อนจะกลายเป็นไอน้ำ ที่ความดันตามที่ต้องการใช้งาน

ดังนั้นเมื่อน้ำที่ป้อนเข้าหม้อไอน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น จะช่วยให้ประหยัดพลังงานหรือลดการใช้เชื้อเพลิงลงได้

การติดตั้งอุปกรณ์เก็บความร้อนทิ้งจากปล่อง จะช่วยนำเอาความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ โดยก๊าซเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ในหม้อต้มน้ำมันร้อน จะใช้ในการอุ่นน้ำป้อนเพื่อเข้าหม้อไอน้ำ



รูปที่ 1.2 รูปแบบของอีโคโนไมเซอร์ที่นิยมใช้ในปัจจุบัน

นอกจากนี้ ในกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งของหม้อต้มน้ำมันร้อน จะมีฝุ่นละอองหรือเถ้าลอย หลุดติดไปกับก๊าซไอเสียร้อนจำนวนมาก ก่อนที่จะปล่อยก๊าซไอเสียร้อนออกจากปล่อง จำเป็นจะต้องติดตั้งอุปกรณ์กำจัดฝุ่นละอองออกเสียก่อน ในหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ใช้ในการศึกษานี้ ใช้ระบบถุงกรองฝุ่น (Bag filter system) ซึ่งผ้าที่ใช้ทำถุงกรองฝุ่นสามารถทนอุณหภูมิได้ไม่เกิน 190 °C ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องลดอุณหภูมิของก๊าซเสียก่อนเข้าระบบถุงกรองเสียก่อน ซึ่งทางผู้ผลิตระบบถุงกรองได้ออกแบบติดตั้งระบบลดอุณหภูมิก๊าซเสียที่เป็นแบบท่อและเปลือก โดยให้ก๊าซร้อนไหลในท่อ และเอาน้ำร้อนที่รับความร้อน ไประบายความร้อนทิ้งด้วยระบบหอผึ่งน้ำ (Cooling Tower) ซึ่งเป็นการสูญเสียพลังงานโดยเปล่าประโยชน์ และพบปัญหาเรื่องเขม่าฝุ่นละออง อุดตันในท่อได้ง่าย ทำให้ต้องเสียเวลาในการหยุดเครื่องเพื่อทำความสะอาด

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อศึกษาสมรรถนะและประสิทธิภาพการใช้พลังงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนในกระบวนการผลิตน้ำมันพืชบริสุทธิ์ ในส่วนของการนำความร้อนของก๊าซเสียที่ปล่อยทิ้งทางปล่อง
2. เพื่อปรับปรุงและพัฒนาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพื่อสร้าง และติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ที่ใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากปล่องของหม้อต้มน้ำมันร้อนในโรงงานผลิตน้ำมันพืชบริสุทธิ์
3. เพื่อศึกษาและวิเคราะห์การใช้พลังงานในหม้อต้มน้ำมันร้อน และหาผลการประหยัดพลังงานที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของหม้อไอน้ำ

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับภาระการถ่ายเทความร้อนของก๊าซเสียจากหม้อต้มน้ำมันร้อนและให้ความร้อนกับน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำที่ผลิตไอน้ำใช้งานในกระบวนการกลั่นน้ำมันพืชบริสุทธิ์
2. ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ปรับปรุงใหม่
3. เก็บข้อมูลและประเมินการเปรียบเทียบผลของการประหยัดพลังงานและผลกระทบการทำงานจริง

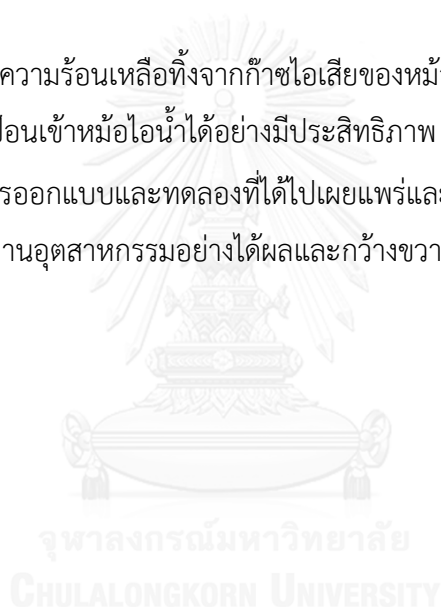
## 1.4 วิธีดำเนินการวิจัย

1. ศึกษาวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและศึกษาการทำงานของระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันพืชบริสุทธิ์
2. รวบรวมข้อมูลเบื้องต้นเกี่ยวกับระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนและระบบผลิตไอน้ำที่ใช้งานในปัจจุบัน
3. ตรวจสอบวัดและบันทึกข้อมูลการทำงานในสภาพปัจจุบันของระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนและหม้อไอน้ำ
4. วิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาพปัจจุบันในแง่ของการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อน
5. ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ก๊าซเสียปล่อยทิ้งจากหม้อต้มน้ำมันร้อน และใช้อุ่นน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ โดยอาศัยข้อมูลพื้นฐานที่ได้จากการตรวจวัดและวิเคราะห์เบื้องต้น

6. สร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนกับน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ ในโรงงานผลิตน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์
7. ตรวจสอบวัดและบันทึกข้อมูลการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและวิเคราะห์ผลการประหยัดพลังงานที่ได้จากการติดตั้งระบบนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งกลับมาใช้งาน
8. วิเคราะห์ข้อมูลจากการตรวจวัด บันทึกข้อมูลและสรุปผลการวิจัย

### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

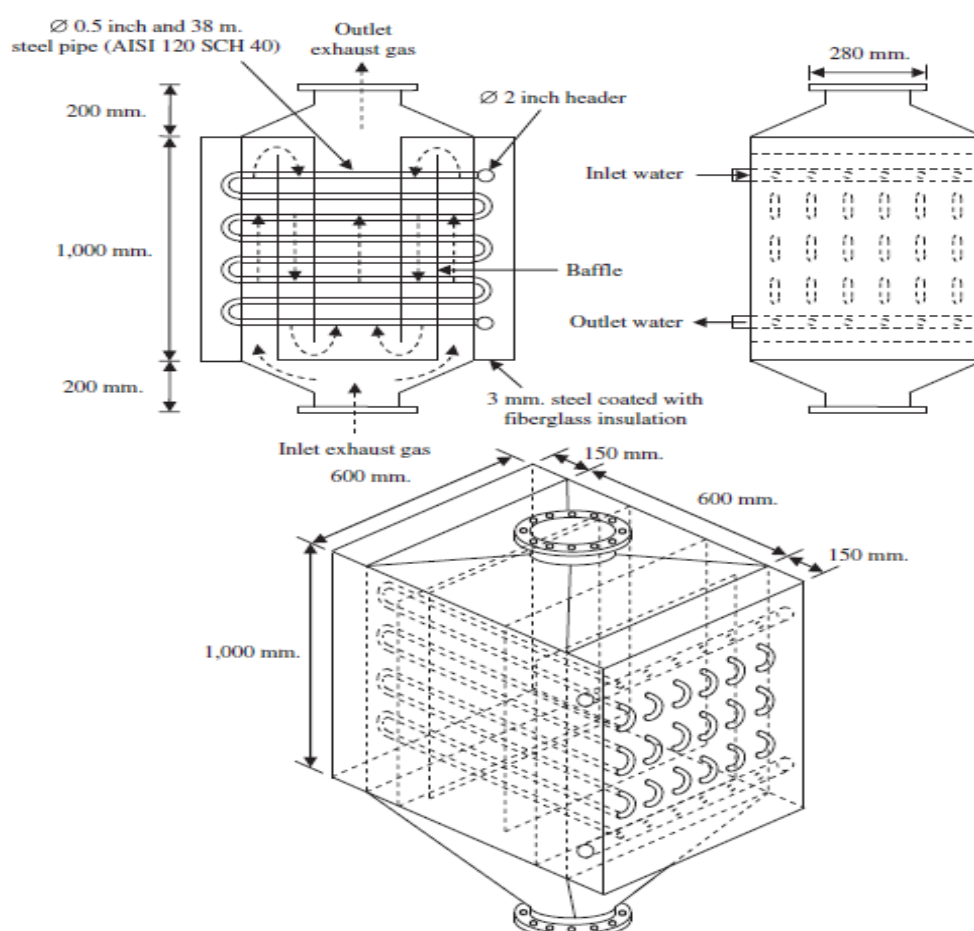
1. ต้นแบบระบบนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อน ซึ่งสามารถนำความร้อนมาใช้อุ่นน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ
2. สามารถนำผลการออกแบบและทดลองที่ได้ไปเผยแพร่และขยายผลให้มีการใช้งานในระบบหม้อไอน้ำในโรงงานอุตสาหกรรมอย่างได้ผลและกว้างขวาง



## บทที่ 2

### เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

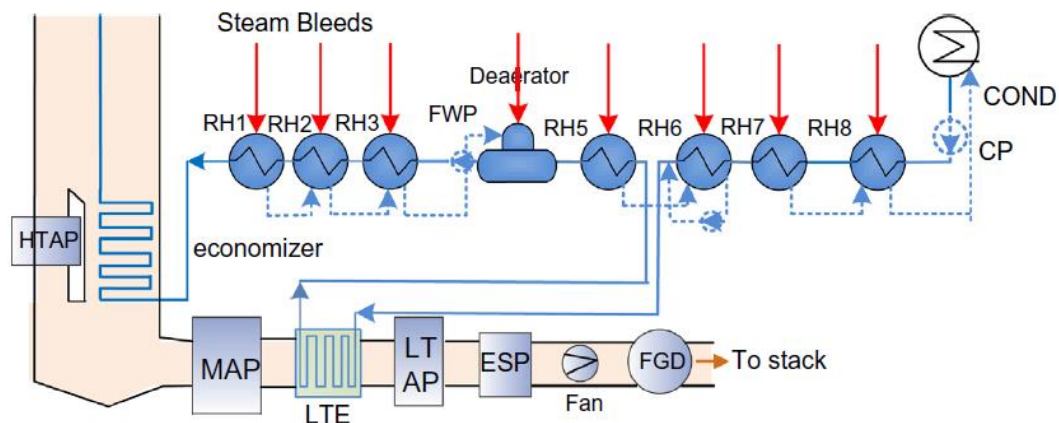
คุณสาธิต เนียมสุวรรณและคณะ [1][2] ได้ทำการศึกษาการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำที่ใช้ในงานในกระบวนการผลิตนมพาสเจอร์ไรต์ ที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นเชื้อเพลิงพบว่า สามารถนำเอาความร้อนเหลือทิ้งไปกับก๊าซไอเสียกลับมาใช้ใหม่ได้ถึง 38% และประหยัดเชื้อเพลิงได้ถึง 13 %



รูปที่ 2.1 แสดงแบบของอีโคโนไมเซอร์ที่ออกแบบใหม่ [2]

Yongping Yang และคณะ [3] ได้นำเสนองานวิจัยเกี่ยวกับการติดตั้งระบบนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิงขนาด 1000 MW โดยติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Low Temperature Economizer ระหว่างเครื่องอุ่นอากาศป้อนชนิดอุณหภูมิสูง (High Temperature Air Preheater) เครื่องอุ่นอากาศป้อนหลัก (Main Air Preheater) และเครื่องอุ่นอากาศชนิดอุณหภูมิต่ำ (Low Temperature Air Preheater) พบว่า สามารถนำเอาพลังงานความ

ร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าเทียบเท่า 13.3 MW<sub>e</sub> ลดพลังงานความร้อนสูญเสียในอัตราส่วน 112.0 kJ ต่อพลังงานไฟฟ้า 1 kWh

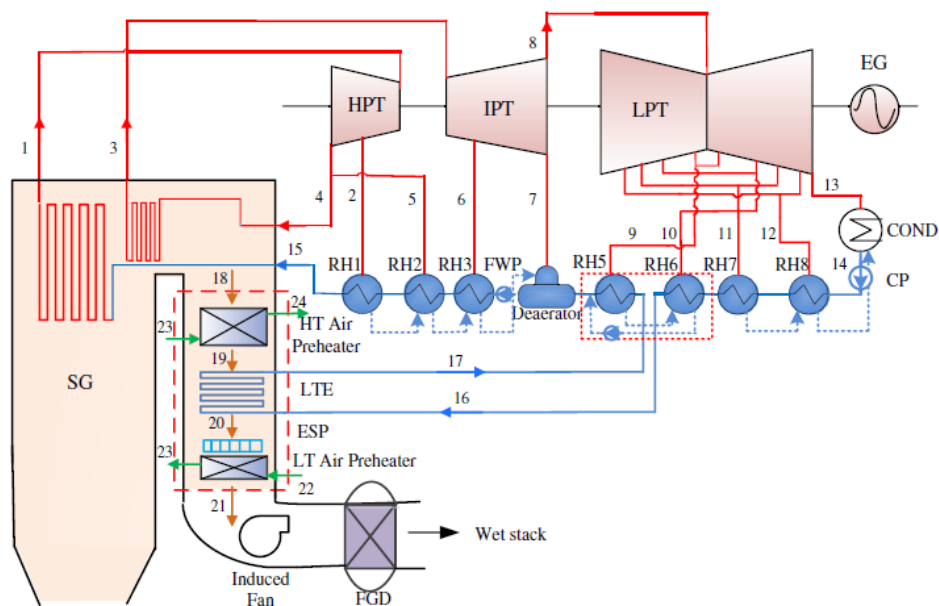


#### Components

ESP Electrostatic Precipitator	RH Regenerative Heater
MAP Main Air Preheater	LTE Low-temperature Economizer
FGD Flue Gas Desulfurization	FWP Feedwater Pump
CP Condenser Pump	COND Condenser
HTAP High-temperature Air Preheater	LTAP Low-temperature Air Preheater

รูปที่ 2.2 แสดงวงจรที่ติดตั้งระบบนำความร้อนกลับเหลือทิ้งกลับมาใช้ร่วมกับวัฏจักรไอน้ำ [3]

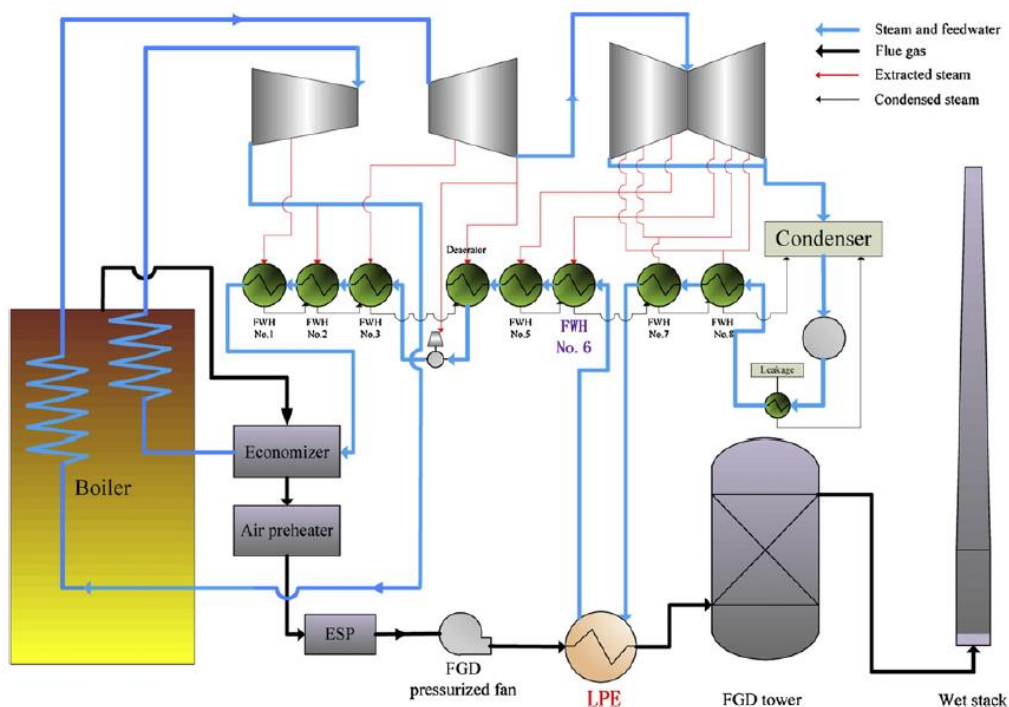
Gang Xu และคณะ [4] ได้ศึกษาการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของโรงไฟฟ้าถ่านหินแบบ ultra-supercritical โดยนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียร้อนที่ออกจากระบบดักฝุ่นด้วยไฟฟ้าสถิตย์ (Electro Precipitator) แล้วไปแลกเปลี่ยนกับน้ำคอนเดนเสดที่กลับจากระบบกังหันไอน้ำก่อนหมุนเวียนเข้าระบบผลิตไอน้ำ พบว่า สามารถเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าได้อีก 9.0 MWe คิดเป็นการประหยัดต้นทุนด้านเชื้อเพลิงได้เท่ากับ 2.60 ล้านดอลลาร์สหรัฐต่อปี



SG	Steam Generator	IPT	Intermediate-Pressure Turbine	LPT	Low-Pressure Turbine
HPT	High-Pressure Turbine	RH	Regenerative Heater	COND	Condenser
ESP	Electrostatic Precipitator	LTE	Low-temperature Economizer	FGD	Flue Gas Desulfurization
EG	Electric Generator	FWP	Feedwater Pump	CP	Condenser Pump
HT	High-Temperature	LT	Low-Temperature		

รูปที่ 2.3 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์เก็บความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในโรงไฟฟ้า [4]

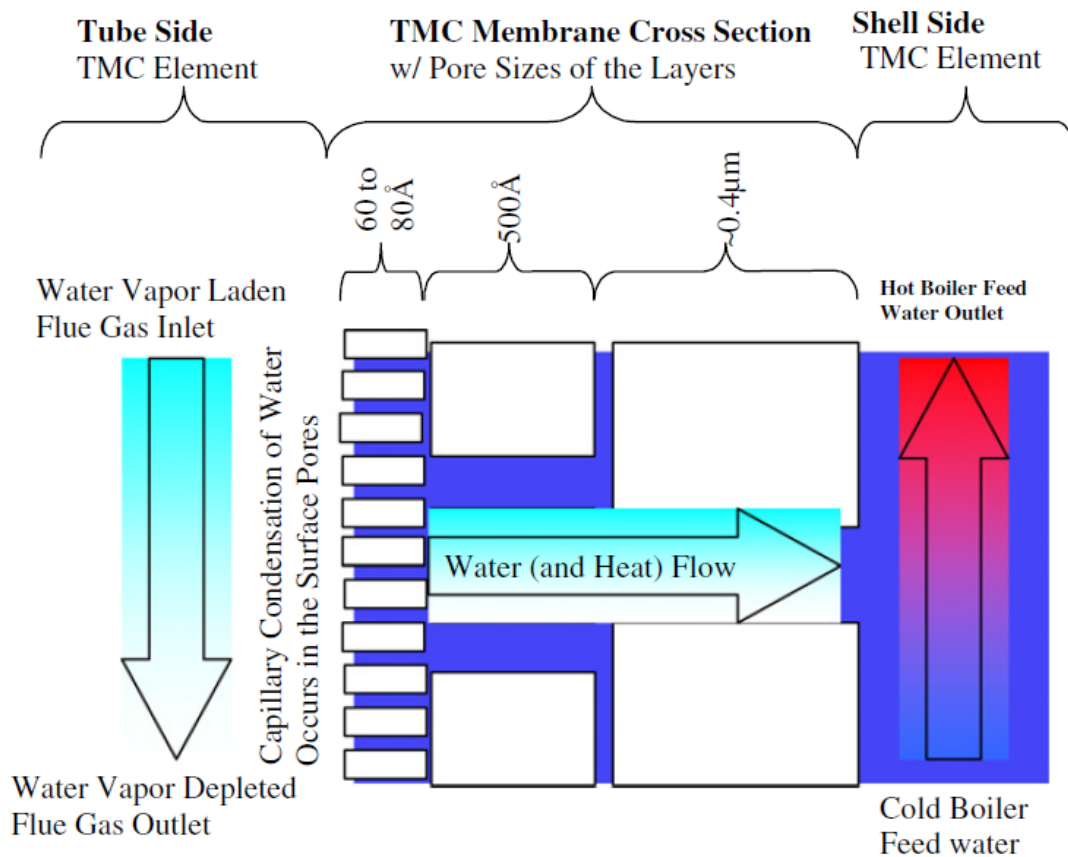
Chaojun Wang และคณะ [5][6] ได้นำเสนองานวิจัยเรื่องการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Low Pressure Economizer เพื่อนำความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนในโรงไฟฟ้าขนาด 600 MW โดยนำพลังงานที่ได้ ไปให้ความร้อนกับน้ำคอนเดนเสดที่ออกจากกังหันผลิตไอน้ำ ซึ่งจะช่วยลดการใช้ไอน้ำในการอุ่นน้ำคอนเดนเสด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบมีลักษณะเป็นท่อที่มีครีปโดยรอบ จะมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ  $37 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  มีความดันตกคร่อมเท่ากับ 781 Pa จากการวิจัยพบว่า สามารถประหยัดพลังงานโดยคิดเป็นประมาณถ่านหินเทียบเท่า (Standard Coal Equivalent) เท่ากับ 2-4 g/(kWh) ประหยัดน้ำที่ใช้ป้อนเข้าหม้อไอน้ำเท่ากับ 25-35 ตันต่อชั่วโมง เมื่อเดินเครื่องที่ภาระการผลิตไฟฟ้าสูงสุด



รูปที่ 2.4 แสดงการติดตั้ง Low Pressure Economizer ในโรงไฟฟ้าขนาด 600 MW [5]

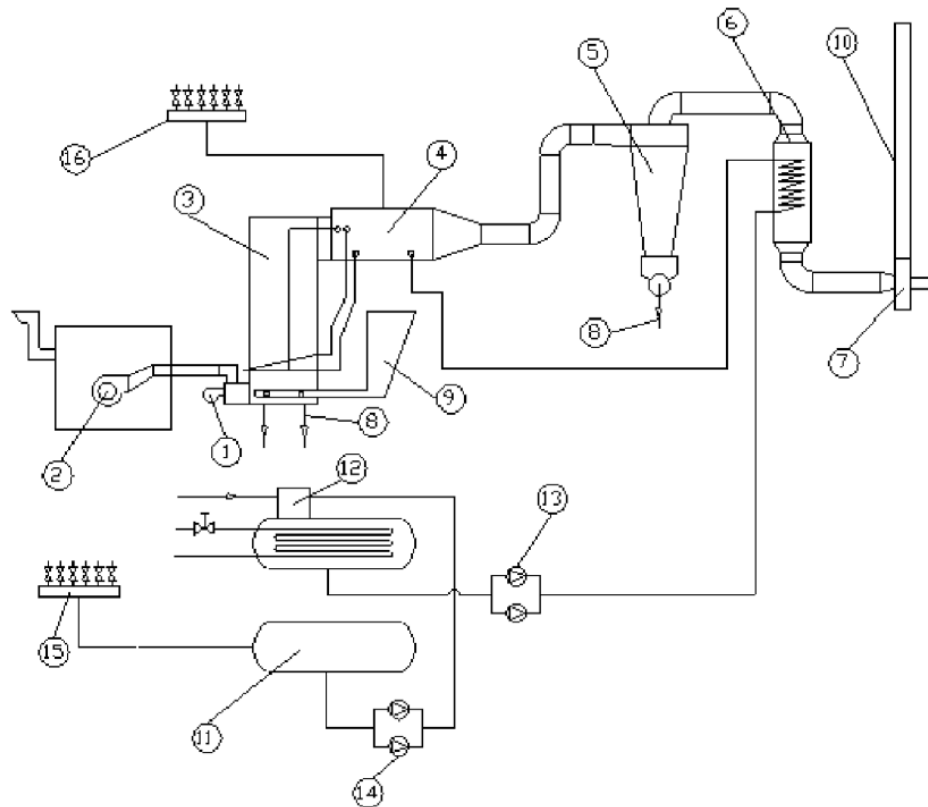
Dexin Wang และคณะ[7] ได้นำเสนองานวิจัยเรื่องการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซร้อนของโรงไฟฟ้าถ่านหิน และการนำเอาน้ำกลับมาใช้ใหม่ โดยใช้เมมเบรนแบบ nanoporous ceramics ซึ่งอาศัยการทำงานโดยหลักการ Capillary condensation separation mechanism ซึ่งเป็นเทคโนโลยีที่เพิ่งจะมีการนำมาใช้ในการนำเอาความร้อนและน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงกลับมาใช้ใหม่ และได้ทดลองติดตั้งกับหม้อไอน้ำที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง งานวิจัยนี้พยายามที่จะทดลองใช้งานอุปกรณ์ที่เรียกว่า Transport Membrane Condenser (TMC) ในระบบโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิง





รูปที่ 2.5 แสดงหลักการทำงานของ Transport Membrane Condenser (TMC) [7]

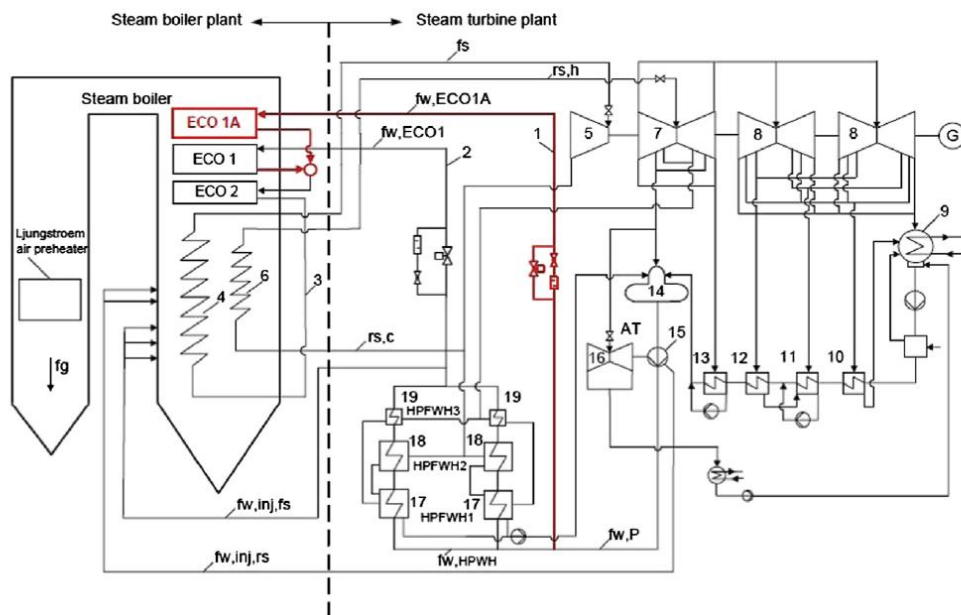
Nurdil Eskin และคณะ [8][9] ได้ศึกษาตัวแปรที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิกส์ของโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิงขนาด 7.7 MW โดยมีการพัฒนาแบบจำลองในหลายรูปแบบ อาทิเช่น ปริมาณอากาศเกิน ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้และความดันของไอน้ำ บนพื้นฐานของกฎข้อที่ 1 และ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยระบบที่ศึกษาจะประกอบด้วย หม้อไอน้ำแบบ FCC, หม้อไอน้ำแบบ WHB และ Economizer รวมไปถึงอุปกรณ์ประกอบต่างๆ เช่น พัดลม ป้อนน้ำ ไส้โคลน และปล่องไอเสีย จากงานวิจัยพบว่า ประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์ ข้อที่ 1 และ 2 จะลดลงประมาณ 5.1 และ 5.2 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ เมื่อปริมาณอากาศเกินเพิ่มขึ้นจาก 10% เป็น 70% เมื่อเพิ่มความดันไอน้ำจาก 4 เป็น 12 bar จะพบว่า ประสิทธิภาพเชิงพลังงานลดลงประมาณ 2.1% แต่ประสิทธิภาพด้าน Exergy ของระบบเพิ่มขึ้น 19.9%



- |                                      |                        |                   |
|--------------------------------------|------------------------|-------------------|
| 1. Burner                            | 6. Economizer          | 11. Condense tank |
| 2. Primary air fan                   | 7. Exhaust fan         | 12. Deaerator     |
| 3. Fluidized bed and heat exchangers | 8. Ash handling system | 13,14 Pump        |
| 4. Waste heat boiler                 | 9. Coal feeding        | 15,16. Collector  |
| 5. Cyclone                           | 10. Chimney            |                   |

รูปที่ 2.6 แสดงแผนผังวงจรของโรงไฟฟ้าที่ใช้หม้อไอน้ำแบบ FBCC

Vladimir D. Stevanovic และคณะ[10] นำเสนอผลงานวิจัยเกี่ยวกับติดตั้งชุด High Pressure Economizer เพิ่มเติมในโรงไฟฟ้าขนาด 620 MWe ที่ใช้ถ่านลิกไนต์เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นโรงไฟฟ้าที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 30 ปีแล้ว พบว่าหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ดังกล่าวทำให้สามารถนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากปล่องก๊าซไอเสียกลับมาใช้ได้ถึง  $30\text{MW}_{\text{th}}$  ระบบผลิตไฟฟ้ามีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 0.53% เพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าได้  $9.4\text{MW}_e$  ระบบดังกล่าวติดตั้งขนานกับระบบผลิตน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำเดิม



รูปที่ 2.7 แสดงผังการติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ ECO1A ในโรงไฟฟ้า Nikola Tesla B [10]

Zhi-min Li และคณะ [11] ได้ทำการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการใช้ Low Pressure Economizer เพื่อใช้ลดอุณหภูมิของก๊าซร้อนไอเสียที่ออกจากหม้อไอน้ำขนาด 670 ตันต่อชั่วโมง โดยทดลองลดอุณหภูมิจาก 120 °C เหลือ 90 °C โดยการปรับภาระการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเก็บตัวอย่างของเถ้าลอย ก่อนและหลังจากผ่านเครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิตย์ รวมทั้งเถ้าลอยที่ดักจับได้ในเครื่องดักฝุ่นด้วย ที่อุณหภูมิก๊าซร้อนเท่ากับ 95 °C โครงสร้างของเถ้าลอยที่ดักจับได้มีความแตกต่างจากอุณหภูมิอื่นๆ อย่างเห็นได้ชัด ค่ามัธยฐานของขนาดฝุ่นที่ดักจับได้โดยเครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิตย์หรือค่า  $d_{50}$  มีค่าลดลงอย่างมีนัยสำคัญ ประสิทธิภาพของเครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิตย์ในการดักจับฝุ่นที่มีขนาดน้อยกว่า มีค่า 10  $\mu\text{m}$  มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด

คุณประสิทธิ์ เกี้ยวสุนทร [12] ได้นำเสนอผลงานวิชาการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ที่ใช้น้ำความร้อนจากก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำขนาด 3 ตันต่อชั่วโมง ซึ่งใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว(LPG) เป็นเชื้อเพลิง พบว่า สามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำจาก 103 °C เป็น 110 °C ทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเพิ่มขึ้นจาก 81% เป็น 86% ค่าประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์มีค่าเท่ากับ 0.423 สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้ 13%



### บทที่ 3

## ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

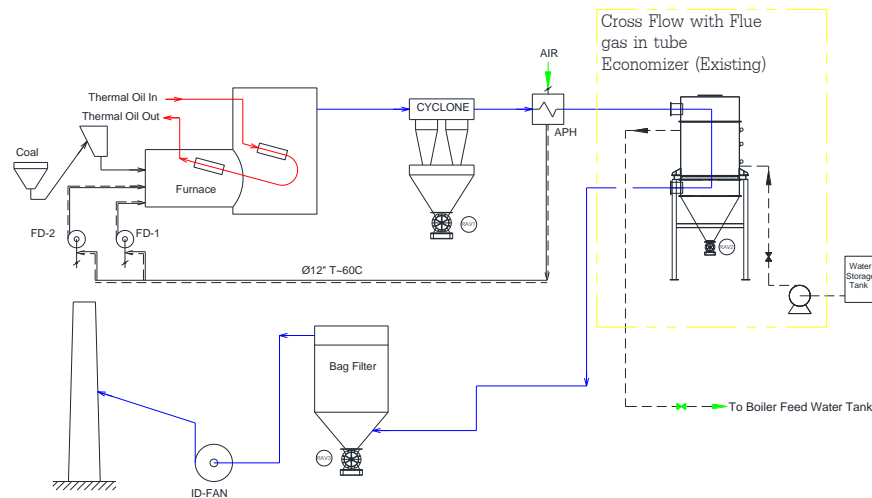
#### 3.1 ข้อมูลทั่วไปของหม้อต้มน้ำมันร้อน (Hot Oil Heater)

หม้อต้มน้ำมันร้อนเป็นเครื่องจักรหรืออุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้กับน้ำมันถ่ายเทความร้อน จากนั้นน้ำมันถ่ายเทความร้อนจะถูกขนถ่ายโดยเครื่องสูบลมเวียนน้ำมันถ่ายเทความร้อนไปแลกเปลี่ยนกับน้ำมันดิบก่อนที่จะป้อนเข้าสู่กระบวนการกลั่นน้ำมันพีทบริสุทธ์ โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อน้ำมันถ่ายเทร้อนออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีอุณหภูมิลดลง แล้วถูกหมุนเวียนกลับมารับความร้อน ที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้อีกครั้ง และหมุนเวียนต่อเนื่องตลอดไป

หม้อต้มน้ำมันร้อนที่ใช้ในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ มีขนาดกำลังการผลิตความร้อน 1,500,000 kcal/hr ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิง ระบบป้อนเชื้อเพลิงเป็นแบบ Variable Speed Screw Feeder จำนวน 2 ชุด มีห้องเผาไหม้เป็นแบบตะแกรงอยู่กับที่ (Fixed Grate)

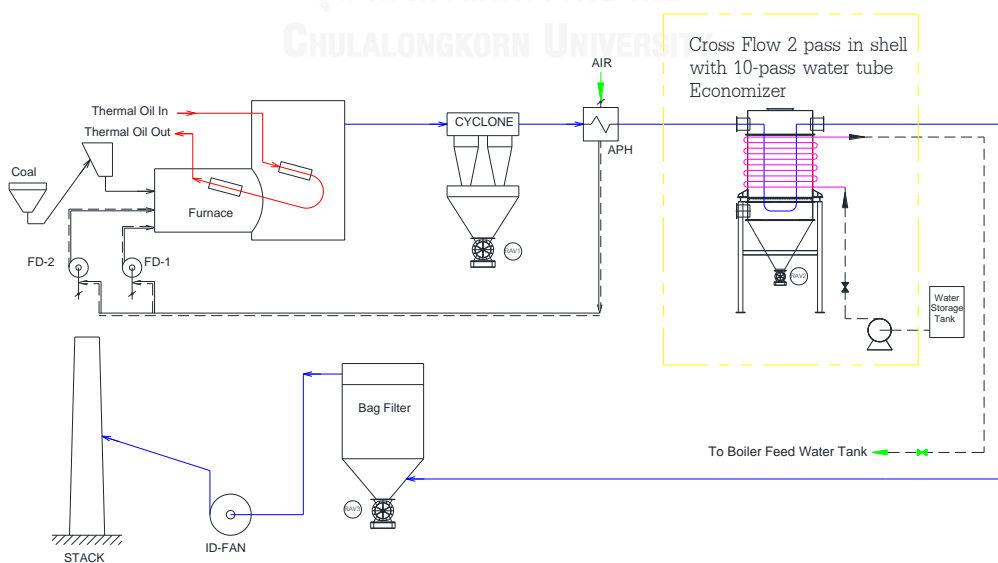
#### 3.2 ข้อมูลทั่วไปของอีโคโนไมเซอร์ (Economizer)

ความร้อนที่ปล่อยทิ้งจากกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงในหม้อต้มน้ำมันร้อน สามารถนำกลับไปใช้ใหม่ได้ โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซร้อนกับน้ำป้อนหม้อไอน้ำ สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรืออีโคโนไมเซอร์นี้ ขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผิวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความปั่นป่วนของการไหลและพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มพื้นที่ผิว และความปั่นป่วนของการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มสมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้



รูปที่ 3.1 แสดงแผนผังการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนในโรงกลั่นน้ำมันปาล์ม

โดยทั่วไปแล้วการนำความร้อนจากก๊าซไอเสียจากกระบวนการเผาไหม้มาให้ความร้อนกับน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำเพิ่มขึ้นประมาณ 1% ทุก 30 °C ของอุณหภูมิก๊าซเสียที่ลดลงได้ ทำให้ประหยัดเชื้อเพลิงสำหรับหม้อไอน้ำ ก๊าซเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อนมีอุณหภูมิสูงถึง 200-250 °C ที่ภาระเต็มพิกัด (Full load) ในกรณีนี้ ความร้อนที่สูญเสียไปอาจจะมีมากถึง 20% ดังนั้นการติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ จึงเป็นวิธีการประหยัดพลังงานที่มีประสิทธิภาพวิธีหนึ่ง อย่างไรก็ตามการใช้อีโคโนไมเซอร์จะต้องไม่ทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์ลดต่ำลงจนเกินไป เพราะจะทำให้องค์ประกอบในก๊าซไอเสียรวมตัวกับไอน้ำเกิดเป็นกรดกัดกร่อนโลหะที่ก๊าซร้อนวิ่งผ่าน



รูปที่ 3.2 แสดงผังการทำงานของระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

เนื่องจากก๊าซไอเสียจะต้องไหลผ่านและสัมผัสกับไอโคโนไมเซอร์ตลอดเวลา จึงเกิดความเสี่ยงสกปรกอย่างรวดเร็ว ทำให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง แสดงให้เห็นได้จากผลต่างของอุณหภูมิระหว่างก๊าซไอเสียก่อนเข้า และออกจากไอโคโนไมเซอร์ลดลง ทำให้อุณหภูมิน้ำที่ออกจากไอโคโนไมเซอร์ลดลง ส่งผลถึงประสิทธิภาพการทำงานของหม้อไอน้ำ การทำความสะอาดโดยการใช้ น้ำฉีดล้างและแปรงขัดจะช่วยทำให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนกลับมาดีขึ้นเหมือนเดิมได้

### 3.3 การถ่ายเทความร้อนในไอโคโนไมเซอร์

การถ่ายเทความร้อนอาจจะแบ่งได้เป็น 3 แบบ คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งในไอโคโนไมเซอร์จะเกิดการถ่ายเทความร้อนทั้งภายในและภายนอก ดังนั้น การพิจารณาการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 แบบสามารถพิจารณาได้ดังนี้

#### 3.3.1 การนำความร้อน (conduction Heat Transfer)

การนำความร้อนเป็นกลไกการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนภายในจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่ง หรือจากส่วนหนึ่งของวัตถุชิ้นเดียวกันไปยังอีกส่วนหนึ่ง โดยอาศัยการสั่นของโมเลกุลที่อยู่ติดกัน หรืออาศัยการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนนั้น ความร้อนจะไหลจากโมเลกุลที่มีอุณหภูมิสูงไปยังโมเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่วัตถุนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนเกิดขึ้นได้ดีที่สุดในวัตถุที่เป็นของแข็ง ส่วนวัตถุที่เป็นของเหลวและของแก๊สมักจะเกิดการนำความร้อนพร้อมกับการพาความร้อน การนำความร้อนจะเป็นไปตามกฎของ Fourier ซึ่งกล่าวว่า อัตราการไหลของความร้อนโดยการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนด จะเป็นสัดส่วนกับอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะทาง  $\frac{dT}{dn}$  และพื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน (A) สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dn} \quad (3.1)$$

โดยที่  $Q_{cond}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนแบบนำความร้อน

$k$  คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity)(W/m.K)

$A$  คือ พื้นที่ผิวในแนวตั้งฉากกับทิศทางการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อน ( $m^2$ )

$\frac{dT}{dn}$  คือ เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในวัสดุตามทิศทางของการนำความร้อน

### 3.3.2 การพาความร้อน (Convection Heat Transfer)

การพาความร้อนเกิดขึ้นในของไหลโดยการผสมกันระหว่างส่วนหนึ่งของของไหลกับส่วนอื่นๆ อันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของมวลของของไหลนั้น กระบวนการที่แท้จริงของการถ่ายเทพลังงานจากโมเลกุลหนึ่งไหลไปยังโมเลกุลหนึ่ง ยังคงเป็นพลังงานในรูปความร้อน พลังงานอาจจะเคลื่อนที่จากจุดๆ หนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งโดยอาศัยการเคลื่อนที่ของของไหลเอง การเคลื่อนที่ของของไหลอาจจะเกิดจากเครื่องมือภายนอก เช่น พัดลม บั๊ม ซึ่งกระบวนการพาความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเนื่องจากความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นของของไหลอันเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิที่มีอยู่ในมวลของของไหล กระบวนการพาความร้อนนั้นจะเรียกว่า การพาความร้อนแบบอิสระ (Free Convection) หรือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (Natural Convection) ซึ่งสามารถคำนวณหาอัตราการพาความร้อนได้จากสมการการพาความร้อน ดังนี้

$$Q_{conv} = h_m A_{conv} (T_s - T_{amb}) \quad (3.2)$$

โดยที่  $Q_{conv}$  คือ การถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน (W)

$h_m$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามธรรมชาติเฉลี่ย (W/m<sup>2</sup>.K)

$A_{conv}$  คือ พื้นที่ของการพาความร้อน (m<sup>2</sup>)

$T_s$  คือ อุณหภูมิของผิวด้านนอก (K)

$T_{amb}$  คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)

#### ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ( $h_m$ )

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบธรรมชาติเฉลี่ยนั้น สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของ average Nusselt number ( $\overline{NU}$ ) ที่ได้จากการทดลอง (Cengel, 2006) ดังนั้นจึงได้ความสัมพันธ์ของค่า average Nusselt number ตามสมการต่อไปนี้

$$\overline{NU} = \frac{hL_e}{k} \quad (3.3)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของไอโคโนไมเซอร์

ลักษณะพื้นที่ผิวของไอโคโนไมเซอร์จะเป็นทรงสี่เหลี่ยม ดังนั้นสมการที่ใช้ในการหาค่า  $\overline{NU}$  นั้นสามารถใช้สมการที่ใช้กับ Vertical Plate ดังนี้

$$\overline{NU} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.4)$$



โดยค่า  $Ra_L^n$  คือ ค่า Rayleigh number โดยที่ค่า  $Ra_L^n$  มีความสัมพันธ์กับค่า Prandtl number (Pr) ดังสมการ

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_C^3}{\nu^2} Pr \quad (3.5)$$

โดยที่  $\nu$  คือ ค่า kinematics velocity ของของไหล (m/s)

$L_C$  คือ ค่าความยาวของอีโคโนไมเซอร์ (m)

$\beta$  คือ ค่า Volume expansion coefficient (1/K)

C คือ ค่าคงที่รูปทรงเรขาคณิตของพื้นที่ผิวและระบบการไหลซึ่งมีความสัมพันธ์กับช่วงค่า Rayleigh number โดยปกติแล้วจะมีค่าน้อยกว่า 1

N คือ ค่าคงที่รูปเรขาคณิตของพื้นที่ผิวและระบบการไหลซึ่งมีความสัมพันธ์กับช่วงค่าของ Rayleigh Number โดยปกติจะมีค่า  $1/4$  เมื่อเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) และมีค่าเท่ากับ  $1/3$  เมื่อเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

$Gr_L$  คือ ค่า Grashof number โดยสามารถตรวจสอบชนิดของการไหลได้จากค่า  $Gr$  ถ้าค่า  $Gr$  มีค่าไม่เกิน  $10^9$  ถือว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

Pr คือ Prandtl number หาค่าได้จากตารางคุณสมบัติ

### 3.3.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer)

วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0K จะเปล่งพลังงาน (Energy Emission) ออกมาจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสสาร พลังงานที่เปล่งออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสสารนี้เรียกว่า รังสีความร้อน (Thermal Radiation) พลังงานรังสีที่ตกลงบนผิวของวัตถุหนึ่งๆ จะแทรกซึมเข้าไปในเนื้อวัสดุ ซึ่งจะถูกลดดูดกลืนเอาไว้ ถ้าพลังงานรังสีที่เปล่งออกมาจากระยะทางสั้นๆ ของผิว หรือรังสีถูกลดดูดกลืนไว้ที่ระยะทางสั้นๆ จากผิว หรือรังสีถูกลดดูดกลืนไว้ที่ระยะสั้นๆ จากผิว กระบวนการแผ่รังสีแบบนี้เรียกว่า การแผ่รังสีความร้อนที่ผิว (surface Radiation)

รังสีความร้อนที่เคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าจากวัตถุหนึ่งมาตกลงวัตถุหนึ่ง รังสีความร้อนสูงสุดที่เปล่งออกมาจากวัตถุหนึ่งที่มีอุณหภูมิ T จะถูกกำหนดโดยกฎของ Stefan-Boltzmann Law ดังนี้

$$Q_{rad} = \epsilon_s \sigma A_s (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (3.6)$$

โดยที่  $Q_{rad}$  คือ การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี (W)

$A_S$	คือ	พื้นที่ของการแผ่รังสีความร้อนที่ผิวด้านนอก ( $m^2$ )
$T_S$	คือ	อุณหภูมิพื้นผิวด้านนอก (K)
$T_{amb}$	คือ	อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)
$\varepsilon_S$	คือ	ค่า Emissivity ของพื้นผิวด้านนอกของอีโคโนไมเซอร์ มีค่าประมาณ 0.44
$\sigma$	คือ	ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann มีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$

### 3.4 พื้นฐานทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

#### 3.4.1 วงจรทางความร้อนและสมการการนำความร้อนรวม

ในการพัฒนาความสัมพันธ์ ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน  $q$ , พื้นที่ผิว  $A$ , อุณหภูมิขาออกของของไหล, และอัตราการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, สมการพื้นฐานที่ใช้วิเคราะห์ ได้แก่ สมการการอนุรักษ์พลังงานและสมการการถ่ายเทความร้อน สมการการอนุรักษ์พลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถจัดรูปได้ดังนี้

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.7)$$

สมการการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้เป็น

$$q = UA\Delta T_m = \frac{\Delta T_m}{R_o} \quad (3.8)$$

เมื่อ  $\Delta T_m$  คือ ค่าอุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ย (Mean Temperature difference: MTD) ซึ่งขึ้นอยู่กับ การจัดเรียงการไหลและทิศทางของของไหลในแต่ละกระแสน้ำไหลของของไหลแต่ละชนิด

$C_c$  คือ ค่าความจุความร้อนของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่า  $(mc_p)_c$

$C_h$  คือ ค่าความจุความร้อนของของไหลที่อุณหภูมิสูงกว่า  $(mc_p)_h$

$T_{c,i}$  และ  $T_{c,o}$  คือ อุณหภูมิของของไหลกระแสน้ำเย็น ที่ขาเข้าและขาออก ตามลำดับ

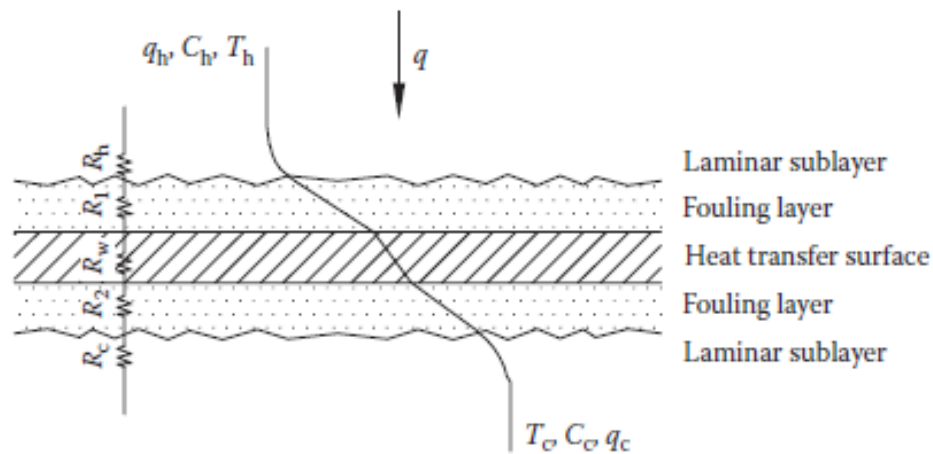
$T_{h,i}$  และ  $T_{h,o}$  คือ อุณหภูมิของของไหลกระแสน้ำร้อน ที่ขาเข้าและขาออก ตามลำดับ

วงจรการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และการนำความร้อนทั้งหมด สามารถเขียนอธิบายในรูปแบบของส่วนกลับของการนำความร้อนทั้งหมด  $UA$  จะหมายถึง ค่าความต้านทานการนำความร้อน  $R_o$  ซึ่งเกิดจากการต่ออนุกรมของส่วนประกอบความต้านทานความร้อนแบบต่างๆ ตามรูปที่ 3.1

$$R_o = R_h + R_1 + R_w + R_2 + R_c \quad (3.9)$$

เมื่อ ตัวแปรทางด้านขวาของสมการดังกล่าว ได้แก่  $R_h$  คือ พิล์มความต้านทานการพาความร้อนด้านกระแสน้ำร้อน,  $\frac{1}{(\eta_o h A)_h}$ ;  $R_1$  คือ ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากความสกปรกของผิวถ่ายเทความร้อนด้านของไหลกระแสน้ำร้อน;  $R_{f,h}$  หรือ  $R_{f,h}/(\eta_o A)_h$ ;  $R_w$  หมายถึงความต้านทานความร้อนของผนัง ซึ่งถ้าเป็นผนังแบนเรียบ จะเขียนได้เป็น

$$R_w = \frac{\delta}{A_w k_w} \quad (3.10)$$



รูปที่ 3.3 แสดงส่วนประกอบของการถ่ายเทความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

และถ้าเป็นผนังแบบทรงกระบอก จะเขียนได้เป็น

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{d}{d_i}\right)}{2\pi k_w L N_t} \quad (3.11)$$

เมื่อ	$\delta$	คือ	ความหนาของผนังท่อ
	$A_w$	คือ	พื้นที่การนำความร้อนทั้งหมดของผนังท่อ
	$k_w$	คือ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังท่อ
	$d$	คือ	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ.
	$d_i$	คือ	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ
	$L$	คือ	ความยาวของท่อ
	$N_t$	คือ	จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

และพื้นที่ผนังการนำความร้อนทั้งหมด จะหาได้จาก

$$A_w = L_1 L_2 N_p \quad (3.12)$$

เมื่อ  $L_1, L_2$  และ  $N_p$  คือ ความกว้าง ความยาว และจำนวนของแผ่นกัน ตามลำดับ

$R_2$  คือ ความต้านทานความร้อนเนื่องจากความสกปรกของผนังท่อ หาได้ในเทอมของความต้านทานความร้อนของด้านกระแสน้ำ ซึ่งเกิดจากสิ่งสกปรกสะสมที่พื้นผิวที่รับความร้อน,  $R_{f,c}$  โดยสามารถเขียนอธิบายได้เป็น  $R_{f,c}/(\eta_o hA)_c$

$R_c$  คือ ความต้านทานแบบฟิล์ม เนื่องจากการพาความร้อน,  $1/(\eta_o hA)_c$

ในคำจำกัดความดังกล่าวข้างต้น  $h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในด้านผนังที่ทำการพิจารณา  $A$  เป็นพื้นที่ทั้งหมดที่ใช้ถ่ายเทความร้อนหลัก  $A_p$  และพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรอง (ฟิน)  $A_f$  ตามด้านของของไหลที่ทำการพิจารณา  $\eta_o$  คือค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ที่เพิ่มขึ้นมา ค่า  $\eta_o$  จะมีความสัมพันธ์กับประสิทธิภาพของฟินหรือครีบบายความร้อน ค่า  $\eta_f$  คือค่าอัตราส่วนของประสิทธิภาพของครีบบายความร้อนกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวมของพื้นที่ทั้งหมด  $A$  ดังต่อไปนี้

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.13)$$

โดยที่  $\eta_o$  คือ ค่าเท่ากับ 1 เมื่อพิจารณาพื้นผิวที่ไม่มีครีบบาย สมการ 2.3 สามารถเขียนอีกรูปแบบหนึ่งได้ดังต่อไปนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{R_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_o A)_c} \quad (3.14)$$

เมื่อ  $UA = U_h A_h = U_c A_c$  ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $U$  จะแสดงในสมการ 2.7 ซึ่งอาจจะระบุในเทอมของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของกระแสน้ำร้อน หรือกระแสน้ำเย็นได้ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องระบุว่า พื้นที่ถ่ายเทความร้อนว่าเป็น  $A_h$  หรือ  $A_c$  ในการคำนวณค่า  $U$  จากผลคูณของ  $UA$  สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ ค่า  $U_o$  จะคำนวณบนพื้นฐานของพื้นผิวภายนอกของท่อ ที่หาได้จาก

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{d \ln\left(\frac{d}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{R_{f,i}d}{d_i} + \frac{d}{h_i d_i} \quad (3.15)$$

ความรู้เกี่ยวกับอุณหภูมิของผนังถ่ายเทความร้อนเป็นเรื่องจำเป็นในการคำนวณหาจุด Hot spot จุดเยือกแข็ง ความเค้นทางความร้อน และลักษณะของการสกปรกเฉพาะจุดของพื้นผิว หรืออาจจะคำนวณหาสัมประสิทธิ์การเดือดหรือกลั่นตัว โดยมีพื้นฐานจากวงจรสมมูลทางความร้อนตามรูปที่ 2.1 เมื่อ  $R_w$  มีค่าน้อยมาก  $T_{w,c} = T_{w,c} = T_w$  ซึ่งคำนวณจาก [21] ตามสมการ ต่อไปนี้

$$T_w = \frac{T_h + T_c [(R_h + R_1)/(R_c + R_2)]}{1 + [(R_h + R_1)/(R_c + R_2)]} \quad (3.16)$$

เมื่อ  $R_1 = R_2 = 0$  สมการ 3.14 จะเขียนใหม่ได้ดังต่อไปนี้

$$T_w = \frac{T_h/R_h + T_c/R_c}{1/R_h + 1/R_c} = \frac{(\eta_o hA)_h T_h + (\eta_o hA)_c T_c}{(\eta_o hA)_h + (\eta_o hA)_c} \quad (3.17)$$

### 3.5 สมดุลมวลและพลังงาน

ในหัวข้อนี้พิจารณาในส่วนของสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของอีโคโนไมเซอร์ ซึ่งจะไม่มี การเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม เนื่องจากของไหลขาเข้าและขาออกไหลเข้าและออกเท่ากัน ตลอดเวลา ไม่มีการปล่อยของไหลทั้งน้ำป้อนและก๊าซไอเสียรั่วไปทางอื่น ส่วนการพิจารณาสมดุล พลังงานจะต้องพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายในปริมาตรควบคุม

#### 3.5.1 สมดุลมวลของอีโคโนไมเซอร์

สมดุลมวลของอีโคโนไมเซอร์ สามารถเขียนสมดุลมวลได้จากกฎการอนุรักษ์มวล ดังนี้

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = \Delta m_{cv} \quad (3.18)$$

โดยที่  $\sum m_{in}$  คือ มวลทั้งหมดที่เข้าสู่ภายในปริมาตรควบคุม (kg)

$\sum m_{out}$  คือ มวลทั้งหมดที่ออกจากปริมาตรควบคุม (kg)

$\Delta m_{cv}$  คือ การเปลี่ยนแปลงของมวลภายในปริมาตรควบคุม (kg)

สำหรับงานวิจัยนี้จะพิจารณาระบบที่ไม่มี การเปลี่ยนแปลงมวลภายใน ดังนั้น  $\Delta m_{cv} = 0$  จึงสามารถเขียนสมการสมดุลมวลได้ดังนี้

มวลทั้งหมดที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม = มวลทั้งหมดที่ออกจากปริมาตรควบคุม

$$\sum m_{in} = \sum m_{out} \quad (3.19)$$

#### 3.5.2 สมดุลพลังงานของอีโคโนไมเซอร์

จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ซึ่งจำเป็นต้องพิจารณาทุกครั้งที่มีการออกแบบเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งในระดับจุลภาคและมหภาค สมดุลพลังงานโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด โดยอาศัยหลักการของกฎอนุรักษ์พลังงาน สามารถเขียนได้ ดังต่อไปนี้

$$Q_{cv} - W_{cv} + \sum E_{in} - \sum E_{out} = \frac{\Delta E_{cv}}{\Delta T} \quad (3.20)$$

โดยที่  $Q_{cv}$  คือ การถ่ายเทพลังงานทั้งหมดจากปริมาตรควบคุมไปสู่สิ่งแวดล้อม

$W_{cv}$  คือ งานทั้งหมดที่ได้และให้กับปริมาตรควบคุม

$\sum E_{in}$  คือ พลังงานที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม

$\sum E_{out}$  คือ พลังงานที่ออกจากปริมาตรควบคุมไปยังสิ่งแวดล้อม

$\frac{\Delta E_{cv}}{\Delta T}$  คือ การเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายในปริมาตรควบคุม

จากสมการ 3.20 เขียนจัดรูปสมการ ได้ดังนี้

$$Q_{cv} - W_{cv} + \sum m_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = \Delta E_{cv} \quad (3.21)$$

จากสมการ 3.21 เนื่องจากไม่มีงานเกิดขึ้นในระบบในปริมาตรควบคุม  $W_{cv} = 0$  ความแตกต่างของพลังงานศักย์ ( $gz$ ) และพลังงานจลน์ ( $\frac{V^2}{2}$ ) ของระบบมีน้อยมาก สามารถพิจารณาเป็นศูนย์ โดยระบบที่ทำหน้าการศึกษาอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state),  $\frac{\Delta E_{cv}}{\Delta T} = 0$  จะสามารถหาสมดุลพลังงาน (Energy Balance) ของอีโคโนไมเซอร์ ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q_{cv} + \sum m_i h_i = \sum m_e h_e \quad (3.22)$$

จากสมการ 3.22 สามารถจำแนกรายละเอียดของความร้อนที่เข้าและออก ดังนี้

1. การถ่ายเทความร้อนในปริมาตรควบคุม ( $Q_{cv}$ ) หรือในอีโคโนไมเซอร์

1.1 การถ่ายเทความร้อนจากผนังของอีโคโนไมเซอร์ไปยังสิ่งแวดล้อม ( $Q_{surface}$ )

$$Q_{surface} = [h_{m,eco} A_{surface} (T_{surface} - T_{amb}) + \varepsilon_{surface} \sigma A_{surface} (T_{surface}^4 - T_{amb}^4)] \quad (3.23)$$

โดยที่  $Q_{surface}$  คือ ความร้อนสูญเสียผ่านผนังของอีโคโนไมเซอร์ (J)  
 $h_m$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนตามธรรมชาติเฉลี่ย ( $W/m^2-K$ )  
 $A_{surface}$  คือ พื้นที่ผิวด้านนอกของอีโคโนไมเซอร์ ( $m^2$ )  
 $T_{surface}$  คือ อุณหภูมิผิวของอีโคโนไมเซอร์ (K)  
 $T_{amb}$  คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)  
 $\varepsilon_{surface}$  คือ ค่า Emissivity ของผนังอีโคโนไมเซอร์ มีค่าประมาณ 0.44  
 $\sigma$  คือ ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann มีค่าประมาณ  $5.67 \times 10^{-8}$  ( $W/m^2-K^4$ )

2. พลังงานที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม ( $\sum m_i h_i$ ) หรือไหลเข้าอีโคโนไมเซอร์

2.1 ความร้อนจากน้ำป้อนเข้าสู่อีโคโนไมเซอร์ ( $Q_{water,in}$ )

$$Q_{water,in} = \rho_{water,in} \times V_{water} \times C_{p,water,in} (T_{water,in} - T_{amb}) \quad (3.24)$$

โดยที่  $Q_{water,in}$  คือ ความร้อนน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ (kJ)

$\rho_{water,in}$  คือ ความหนาแน่นของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ ( $kg/m^3$ )

$V_{water}$  คือ ปริมาตรของน้ำในอีโคโนไมเซอร์ ( $m^3$ )

$C_{p,water,in}$  คือ ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำป้อนที่ไหลเข้าอีโคโนไมเซอร์ (kJ/kg-K)

$T_{water,in}$  คือ อุณหภูมิของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ ( °C)

$T_{amb}$  คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม ( °C)

### 2.2 ความร้อนจากก๊าซเสียไหลเข้าสู่อีโคโนไมเซอร์ ( $Q_{flue,in}$ )

$$Q_{flue,in} = m_{CO_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,CO_2} dT \right) + m_{H_2O,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,H_2O} dT \right) + m_{O_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,O_2} dT \right) + m_{SO_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,SO_2} dT \right) + m_{N_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,N_2} dT \right) \quad (3.25)$$

โดยที่  $Q_{flue,in}$  คือ ความร้อนสูญเสียของก๊าซเสียเข้าอีโคโนไมเซอร์ (kJ)

$m_{CO_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kg)

$m_{H_2O,flue}$  คือ มวลของไอน้ำในก๊าซเสีย (kg)

$m_{O_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซออกซิเจนในก๊าซเสีย (kg)

$m_{SO_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kg)

$m_{N_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซเสีย (kg)

$C_{p,CO_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,H_2O}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของไอน้ำในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,O_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซออกซิเจนในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,SO_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,N_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

### 3. พลังงานที่ออกจากปริมาตรควบคุม ( $\sum m_e h_e$ ) หรือออกจากอีโคโนไมเซอร์

#### 3.1 ความร้อนจากน้ำร้อนที่ไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ ( $Q_{water,out}$ )

$$Q_{water,out} = \rho_{water,out} \times V_{water} \times C_{p,water,out} (T_{water,out} - T_{amb}) \quad (3.26)$$

โดยที่  $Q_{water,out}$  คือ ความร้อนน้ำป้อนที่ไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ (kJ)

$\rho_{water,out}$  คือ ความหนาแน่นของน้ำป้อนไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ (kg/m<sup>3</sup>)

$V_{water}$  คือ ปริมาตรของน้ำในอีโคโนไมเซอร์ (m<sup>3</sup>)

$C_{p,water,out}$  คือ ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่ไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ (kJ/kg-K)

$T_{water,out}$  คือ อุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ ( °C)

$T_{amb}$  คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม ( °C)

### 3.2 ความร้อนจากก๊าซเสียที่ไหลออกจากอีโคโนไมเซอร์ ( $Q_{flue,out}$ )

$$Q_{flue,out} = m_{CO_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,CO_2} dT \right) + m_{H_2O,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,H_2O} dT \right) + m_{O_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,O_2} dT \right) + m_{SO_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,SO_2} dT \right) + m_{N_2,flue} \left( \int_{T_{amb}}^{T_{flue}} C_{p,N_2} dT \right) \quad (3.27)$$

โดยที่  $Q_{flue,out}$  คือ ความร้อนสูญเสียของก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์ (kJ)

$m_{CO_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kg)

$m_{H_2O,flue}$  คือ มวลของไอน้ำในก๊าซเสีย (kg)

$m_{O_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซออกซิเจนในก๊าซเสีย (kg)

$m_{SO_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kg)

$m_{N_2,flue}$  คือ มวลของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซเสีย (kg)

$C_{p,CO_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,H_2O}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของไอน้ำในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,O_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซออกซิเจนในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,SO_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

$C_{p,N_2}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซเสีย (kJ/kg-K)

### 4. พลังงานสูญเสียอื่นๆ ( $Q_{other}$ )

ความร้อนสูญเสียอื่นๆ เป็นพลังงานความร้อนสูญเสียที่ไม่สามารถหาค่าได้ เช่น ความร้อนสูญเสียจากอากาศภายนอก เป็นต้น ดังนั้นจึงต้องใช้หลักการอนุรักษ์พลังงานเพื่อหาค่า ดังสมการ

$$Q_{other} = (Q_{flue,in} + Q_{water,in}) - (Q_{surface,eco} + Q_{flue,out} + Q_{water,out}) \quad (3.28)$$



## บทที่ 4

### การออกแบบปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ข้อมูลนี้เป็นข้อมูลทางทฤษฎีที่นำไปใช้คำนวณขนาดของอีโคโนไมเซอร์ โดยอาศัยทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะต้องทราบค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น ค่าความร้อนจำเพาะ ค่าการนำความร้อน และค่าความหนืดของของไหล เป็นต้น แต่เนื่องจากค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลที่ใช้ในการคำนวณ จะใช้ค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติของของไหลที่บริเวณทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทราบค่าอุณหภูมิน้ำป้อนและก๊าซเสียทางเข้าและทางออกนั้นก่อน จากข้อมูลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ เราสามารถหาค่าเหล่านี้ได้โดยสมมติค่าอุณหภูมิของน้ำป้อนที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์ขึ้น เพื่อใช้ในการหาค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Effectiveness) โดยข้อมูลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ แสดงดังตารางที่ 4.1 ตลอดจนสรุปขั้นตอนการออกแบบเพื่อปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ดังนี้

ตารางที่ 4.1 ข้อมูลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ก๊าซเสีย			
อัตราการไหลก๊าซเสีย	$\dot{m}_f$	kg/s	1.408
อุณหภูมิก๊าซเสีย	$T_{f,i}$	°C	230
ความร้อนจำเพาะของก๊าซเสียเฉลี่ย	$C_{p,flue}$	J/kg-K	1047
น้ำป้อน			
อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า	$T_{w,i}$	°C	40
อุณหภูมิน้ำป้อนที่ต้องการ	$T_{w,o}$	°C	105
อัตราการไหล	$\dot{m}_w$	kg/s	0.4167
ความร้อนจำเพาะของน้ำป้อน	$C_{p,water}$	J/kg-K	4229

#### 4.1 ขั้นตอนการออกแบบอีโคโนไมเซอร์

##### 1. กำหนดคุณสมบัติของของไหล

##### 1.1 สมมติค่าอุณหภูมิน้ำป้อนที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์ ( $T_{w,c}$ ) แทนในสมการ ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

จะได้ค่า Effectiveness ( $\epsilon$ )

1.2 หาค่า Heat Capacity ratio,  $C$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

2. กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ความสัมพันธ์ของ  $NTU, \epsilon$  และ  $C$

เลือกลักษณะการไหลของของไหล

Cross Flow (Single Pass)

$$C_{max} \text{ mixed, } C_{min} \text{ unmixed} : NTU = -\ln \left[ 1 + \frac{\ln(1-\epsilon C)}{C} \right]$$

$$C_{min} \text{ mixed, } C_{max} \text{ unmixed} : NTU = -\frac{\ln[C \ln(1-\epsilon) + 1]}{C}$$

Cross flow (Two pass)

Parallel Cross Flow (2 Pass) :

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp \left( \frac{-C_r \times NTU}{2} \right) + \nu^2 \left[ 1 + \exp \left( \frac{-C_r \times NTU}{2} \right) \right] \right\}$$

Counter Cross Flow (2 pass)

$$\epsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp \left( -\frac{C_r \times NTU}{2} \right) + \left[ 1 + \exp \left( -\frac{C_r \times NTU}{2} \right) \right] / \nu^2 \right\}}$$

โดยที่  $\nu = \exp \left[ \frac{1 - \exp \left( \frac{-C_r \times NTU}{2} \right)}{-C_r} \right]$

3. กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

3.1 ใช้ความสัมพันธ์ของ  $NTU$  หาค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ( $A$ ) สมมติค่า  $U$  ที่เหมาะสมขึ้นมาแทนในสมการดังต่อไปนี้

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}}$$

3.2 หาจำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ( $n$ )

$$n = \frac{A_o}{D_o \pi L}$$

4. ตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $U$ )

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{R_{f,i} D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

4.1 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนผ่านกลุ่มท่อ ( $h_o$ )

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,min}^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad ; \quad \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,max} < 40,000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right]$$

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D k}{D_o}$$

4.2 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ ( $h_i$ )

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{1/3} - 1)} \quad ; \quad \left[ \begin{array}{l} 0.5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i}$$

4.3 กำหนดค่า Fouling Factor และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $k$ )

5. หาค่าความดันสูญเสีย ( $\Delta P$ )

5.1 ความดันสูญเสียภายนอกท่อ

$$\Delta P_o = N_L x \left( \frac{\rho V_{max,o}^2}{2} \right) f_o$$

5.2 ความดันสูญเสียภายในท่อ

$$\Delta P_i = 2 f_i \rho V_{max}^2 L \frac{N}{D_i}$$

จากการสรุปขั้นตอนการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ในข้างต้น เราสามารถนำข้อมูลการออกแบบ ดังตารางที่ 4.1 เพื่อคำนวณหาประสิทธิภาพการทำงานของอีโคโนไมเซอร์ ดังนี้

4.2 การคำนวณหาขนาดของอีโคโนไมเซอร์

จากข้อมูลตารางที่ 4.1 สามารถนำข้อมูลมาออกแบบขนาดของอีโคโนไมเซอร์ และสรุปขั้นตอนการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ข้างต้น เราจะแสดงขั้นตอนการคำนวณการออกแบบขนาดอีโคโนไมเซอร์และขั้นตอนการสร้าวมถึงการติดตั้งอีโคโนไมเซอร์บริเวณปล่องไปเสีย เพื่อใช้ในการศึกษาประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำหลังติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ต่อไป

ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดของอีโคโนไมเซอร์

1. กำหนดคุณสมบัติของของไหล

a. อัตราการไหลของก๊าซเสีย  $m_{fg} = 1.408 \text{ kg/s}$

b. อัตราการไหลของน้ำ  $m_w = 0.4167 \text{ kg/s}$

น้ำ : อุณหภูมิของน้ำที่เข้าอีโคโนไมเซอร์,  $T_{w,i} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

จากตารางค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ,  $C_{p,w} = 4229 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

ก๊าซเสีย : อุณหภูมิของก๊าซเสียที่เข้าอีโคโนไมเซอร์,  $T_{fg,i} = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}$

สามารถหาค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซเสียจากค่าความร้อนสูญเสียของก๊าซเสีย จะได้

$$C_{p,fg} = 1047 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

ค่าของ  $C_{min} = m_{fg} \times C_{p,fg} = 1.408 \times 1047 = 1474.462 \text{ W/K}$

ค่าของ  $C_{max} = m_w \times C_{p,w} = 0.4167 \times 4229 = 1762.083 \text{ W/K}$

ดังนั้นค่า Heat Capacity Ratio,  $C = C_{min}/C_{max} = 0.8368$

หาอุณหภูมิก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์

$$\varepsilon = \frac{Q_a}{Q_{max}} = \frac{m_w \cdot C_{p,w}(T_{w,o} - T_{w,i})}{C_{min}(T_{fg,i} - T_{w,i})}$$

โดยสมมติค่าอุณหภูมิของน้ำออกจากอีโคโนไมเซอร์,  $T_{w,o} = 105 \text{ }^{\circ}\text{C}$

จะได้ค่า Effectiveness,  $\varepsilon = 0.4088$

$$Q = m_w \cdot C_{p,w}(T_{w,o} - T_{w,i}) = m_{fg} \cdot C_{p,fg}(T_{fg,i} - T_{fg,p})$$

แทนค่า จะได้ อัตราการถ่ายเทความร้อน,  $Q = 114.54 \text{ kW}$

จะได้อุณหภูมิก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์,  $T_{fg,o} = 152 \text{ }^{\circ}\text{C}$

หาอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล

อุณหภูมิเฉลี่ย,  $T_{w,av} = 72.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

อุณหภูมิเฉลี่ย,  $T_{fg,av} = 191.16 \text{ }^{\circ}\text{C}$

นำอุณหภูมิเฉลี่ยไปเปิดตารางเพื่อหาค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหล

$$C_{p,w} = 4192.57 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$C_{p,fg} = 1023.5 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

ค่าของ  $C_{min} = m_{fg} \times C_{p,fg} = 1.408 \times 1023.5 = 1441.088 \text{ W/K}$

ค่าของ  $C_{max} = m_w \times C_{p,w} = 0.4167 \times 4192.57 = 1747.04 \text{ WK}$

ดังนั้นค่า Heat Capacity Ratio,  $C = C_{min}/C_{max} = 0.82487$

หาอุณหภูมิของก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์

จะได้อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์,  $T_{w,o} = 106.57 \text{ }^{\circ}\text{C}$

แทนค่า จะได้ อัตราการถ่ายเทความร้อน,  $Q = 114.53 \text{ kW}$

จะได้ อุณหภูมิของก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์,  $T_{fg,o} = 150.54 \text{ }^{\circ}\text{C}$

2. กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อน

คำนวณค่า Number of Transfer Unit สำหรับ Cross-Counter Flow with two pass

$$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right)\right] / v^2\right\}}$$

$$v = \exp\left[\frac{1 - \exp\left(\frac{-C_r \times NTU}{2}\right)}{C_r}\right]$$

จะได้ค่า  $NTU = 0.6993$

การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ก่อนปรับปรุง

ใช้ท่อขนาด 2 นิ้ว (OD = 60.3 mm. หนา 3.91mm) ยาวท่อละ 2 เมตร จำนวน 317 ท่อ

ดังนั้นพื้นที่รับความร้อนภายนอกของท่อเท่ากับ

$$A = \pi D_o L n = \pi(0.0603)(2)(317) = 112.32 \text{ m}^2$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม,  $U_o$  ทางทฤษฎี

$U_o$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ผิวในและนอกของท่อตามลำดับ ( $\text{W/m}^2\text{-K}$ ) ดังนั้น

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{R_{f,i} D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำป้อนภายนอกท่อ,  $h_o$

$T_{w,av} = 72.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  จากตารางจะได้

$\rho = 976.17 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0.0003956 \text{ kg/m-s}$ ,  $k = 0.66413 \text{ W/m-K}$ ,  $Pr = 2.5012$

อัตราการไหลของน้ำเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ  $0.4167 \text{ kg/s}$

ขนาดของอีโคโนไมเซอร์เท่ากับ  $2.109 \times 2.14$  เมตร

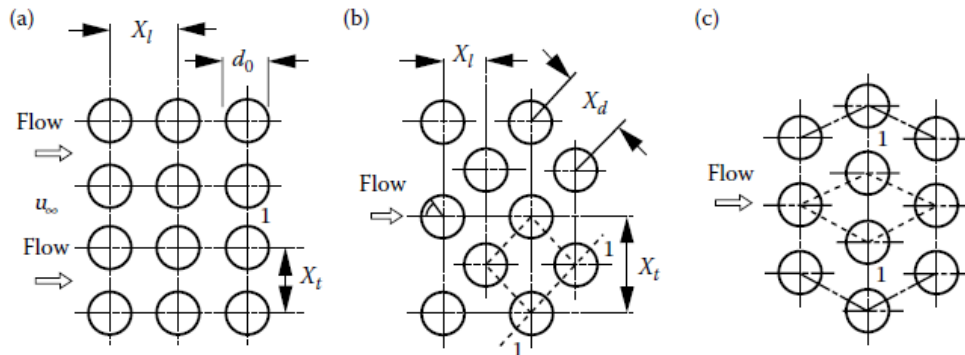
$$V_{\infty} = \frac{0.4167}{976.17 \times 2.109 \times 2.140} = 9.458 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

โดยที่  $S_t = 0.08 \text{ m}$ ,  $S_d = 0.096 \text{ m}$  และ  $D_o = 0.0603 \text{ m}$

$$V_{max} = V_{\infty} \frac{S_t}{S_t - D_o} = 9.458 \times 10^{-5} \times \frac{80}{80 - 60.3} = 0.0003841 \text{ m/s}$$

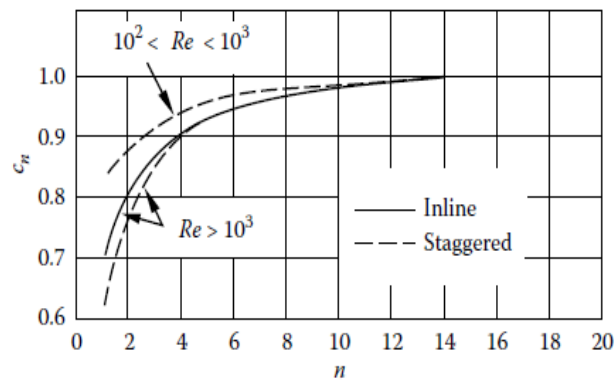
$$Re_D = \left( \frac{976.17 \times 0.0003841 \times 0.0603}{0.0003956} \right) = 57.15$$

สำหรับ  $Re = 1 - 500$



**FIGURE 3.2**

Tube bundle arrangements: (a) in-line array, (b)–(c) staggered array. Minimum intertube spacing at Section I-I between two tubes. (From Zukauskas, A. A., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1986. With permission.)



**FIGURE 3.3**

Correlation factor for the number of rows for the average heat transfer from tube bundles. (From Zukauskas, A. A., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1987. With permission.)

$$\overline{Nu}_D = 1.04 C_1 Re_{D,b}^{0.4} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

ดังนั้น  $C_1 = 0.85$  เมื่อ  $Re_d < 10^3 Pr_w = 0.978$  (Water at 425K)

$$Nu_D = 1.04 \times 0.85 \times 57.15^{0.4} \times 2.5012^{0.36} \left( \frac{2.5012}{0.978} \right)^{0.25} = 7.844$$

$$h_o = \frac{Nu_d k}{d} = \frac{7.844 \times 0.66413}{0.0603} = 86.3933 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเสียไหลผ่านในท่อ,  $h_i$

$T_{fg,av} = 191 \text{ }^\circ\text{C}$  จากตารางหาค่า คุณสมบัติของก๊าซร้อน อัตราการไหลเท่ากับ  $1.408 \text{ kg/s}$

$\rho = 0.76156 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0.000025731 \text{ kg/m-s}$ ,  $k = 0.037462 \text{ W/m-K}$ ,  $Pr = 0.70329$

$$V_{fg} = \frac{1.408}{317 \times 0.76156 \times \frac{\pi}{4} \times 0.05248^2} = 2.6963 \text{ m/s}$$

$$ReD = \left( \frac{0.76156 \times 2.6963 \times 0.05248}{0.000025731} \right) = 4188$$

เนื่องจาก  $Re > 2300$  ดังนั้นการไหลในท่อจึงเป็นการไหลแบบปั่นป่วน จึงใช้สมการของ Gnielinski's correlation ดังนี้

$$Nu_b = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

เมื่อ  $f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} = (1.58 \ln 4188 - 3.28)^{-2} = 0.010209$

$$Nu_b = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \frac{\left(\frac{0.010209}{2}\right) (4188 - 1000)(0.70329)}{1 + 12.7 \left(\frac{0.010209}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(0.70329^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 14.125$$

ดังนั้น,

$$h = \frac{Nu_D k}{d_i} = \frac{14.125 \times 0.037462}{0.05248} = 10.083$$

$$h_i = 10.083 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

เมื่อ  $R_{f,i} = 0.0002 \text{ m}^2 - \text{ }^\circ\text{C/W}$  เมื่อ  $R_{f,o} = 0.0004 \text{ m}^2 - \text{ }^\circ\text{C/W}$

$k_{\text{steel}} = 80.2 \text{ W/m-K}$

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{R_{f,i} D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{0.0603}{10.083 \times 0.05248} + \frac{0.0002 \times 0.0603}{0.05248} + \frac{0.0603 \times \ln\left(\frac{0.0603}{0.05248}\right)}{2 \times 80.2} + 0.0004 + \frac{1}{86.3933}}$$

แทนค่าจะได้  $U_o = 7.9232 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

จากสมการ  $NTU = \frac{U_{old} A}{C_{min}} = \frac{7.9232 \times 112}{1441.088} = 0.6157$

ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุง

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	เส้นผ่านศูนย์กลาง ภายนอก (m)	
			หลัง ปรับปรุง	ก่อน ปรับปรุง
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	$D_o$	m	0.0334	0.0603
ความหนาท่อ	t	m	0.00338	0.00391
จำนวนท่อต่อแถว	$N_L$		61	317
จำนวนแถว	$N_T$		10	1
ความยาวท่อ	L	m	2.00	2.00
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n	tubes	610	317
พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	A	$m_2$	129.55	112.32
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำในท่อ	$h_i$	$W/m^2-K$	116.64	
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซไอเสีย ร้อนในท่อ				86.3933
สัมประสิทธิ์พาความร้อนของก๊าซไอเสีย ภายนอกท่อ	$h_o$	$W/m^2-K$	24.339	
สัมประสิทธิ์พาความร้อนของน้ำภายนอกท่อ				10.083
สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนรวม	U	$W/m^2-K$	19.036	7.9232
Transverse Pitch	$S_T$	m	0.038	0.080
Longitudinal Pitch	$S_L$	m	0.076	0.096
Diagonal Pitch	$S_D$	m	0.080	0.160
ความดันตกของน้ำ	$\Delta P_i$	kPa	0.005	0.002

จากตาราง 4.2 แสดงการเปรียบเทียบการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ ก่อนและหลังการปรับปรุง พบว่า ก่อนการปรับปรุง ขนาดของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ



เท่ากับ 0.0603 เมตร มีค่าสัมประสิทธิ์ความร้อนรวมเท่ากับ  $7.9232 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  และหลังปรับปรุงแล้ว โดยใช้ท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.0334 เมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากับ  $19.036 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  ซึ่งการคำนวณเกี่ยวกับการออกแบบหลังการปรับปรุง เป็นดังนี้

การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

ผลการคำนวณค่า Overall heat transfer coefficient,  $U_{\text{new}} = 19.036 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

จากสมการ 
$$NTU = \frac{U_{\text{new}}A}{C_{\text{min}}}$$

สามารถคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่คาดไว้

$$A = 0.6993 \times \frac{1441.088}{19.036} = 117 \text{ m}^2$$

เลือกใช้ท่อขนาด  $D_o = 33.4 \text{ mm}$ ,  $L = 2.00 \text{ m}$

เลือกใช้จำนวนท่อต่อแถว  $n_L = 61$  (แถวบน 30 ท่อ แถวล่าง 31 ท่อ)

2 แถวจะมีพื้นที่

$$A_b = \pi D_o n_L L = 3.1416 \times 0.0334 \times 61 \times 2.00 = 12.8 \text{ m}^2$$

จำนวนกลับ(pass) 
$$n_T = \frac{A}{A_b} = \frac{117}{12.8} = 9.13$$

ให้จำนวนกลับ(pass)เป็นจำนวนเต็มเลขคู่  $n_T = 10$

ดังนั้นพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมจริงเท่ากับ

$$A = A_b \times n_T = 12.8 \times 10 = 128 \text{ m}^2$$

วางท่อ 2 แถว แถวบน จำนวน 30 ท่อ แถวล่าง 31 ท่อ จำนวน 10 กลับ (pass) โดยที่ระยะ  $S_T, S_L$  เท่ากับ 1.75 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน คือ 38 mm และ  $S_D$  จะมีค่าเท่ากับ 76 mm

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม,  $U_o$  ทางทฤษฎี

$U_o$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ผิวนอกของท่อ ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ) ดังนั้น

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{R_{f,i} D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

4.1 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำป้อนภายในท่อ,  $h_i$

$T_{w,av} = 72.5 \text{ }^\circ\text{C}$  จากตารางจะได้

$\rho = 976.17 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0.0003956 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ,  $k = 0.66413 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ,  $Pr = 2.5012$

$$V_w = \frac{0.4167/153}{976.17 \times \frac{\pi}{4} \times 0.02664^2} = 0.005004 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_D = \left( \frac{9976.17 \times 0.005004 \times 0.02664}{0.0003956} \right) = 329$$

$$T_w = 167 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \mu_w = 0.0001628 \text{ kg/m-s} \quad L = 2.00 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} & \left( Re_D Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ &= \left( \frac{329 \times 2.5012 \times 0.02664}{2} \right)^{1/3} \left( \frac{0.0003956}{0.0001628} \right)^{0.14} \\ &= 2.51545 \end{aligned}$$

และ  $\left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right) = \left( \frac{0.0003956}{0.0001628} \right) = 2.42987$  ดังนั้น,

$$Nu_D = 1.86 (Re Pr)_b^{1/3} \left( \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \times 2.51545 = 4.67874$$

$$h = \frac{Nu_D k}{d_i} = \frac{4.67874 \times 0.66413}{0.02664} = 116.64$$

$$h_i = 116.64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเสียไหลผ่านนอกกลุ่มท่อ,  $h_o$

$T_{fg,av} = 191 \text{ } ^\circ\text{C}$  จากตารางหาค่า

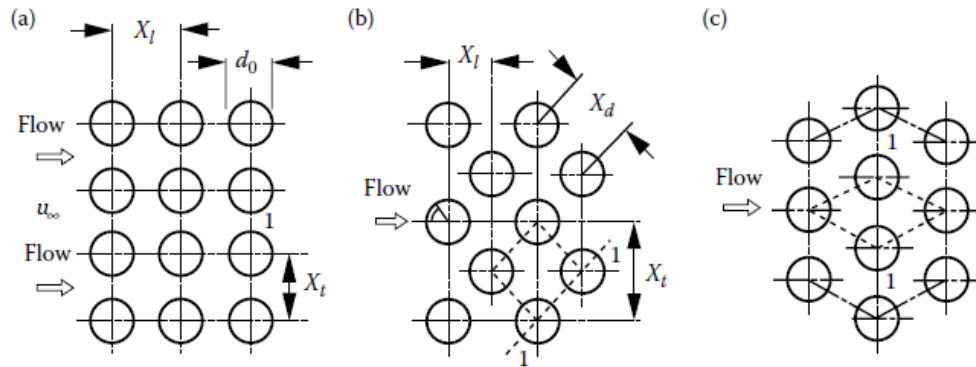
$$\rho = 0.76156 \text{ kg/m}^3, \mu = 0.000025731 \text{ kg/m-s}, k = 0.037462 \text{ W/m-K}, Pr = 0.70329$$

$$V_\alpha = \frac{1.408}{0.76156 \times 1.073 \times 2.128} = 0.8097 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{max} = V_\alpha \frac{S_t}{S_t - D_o} = 0.8097 \frac{68}{68 - 33.4} = 1.591 \text{ m/s}$$

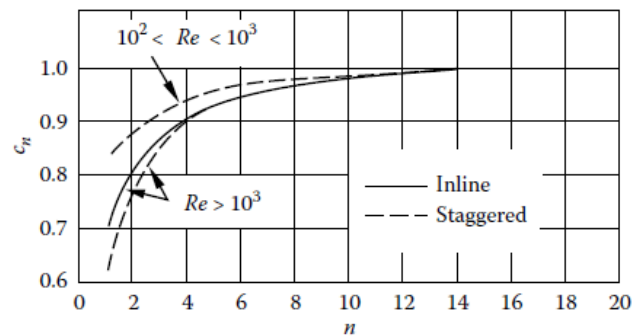
$$Re_D = \left( \frac{0.76156 \times 1.591 \times 0.0334}{0.000025731} \right) = 1573.09$$

สำหรับ  $10^3 < Re < 2 \times 10^5$



**FIGURE 3.2**

Tube bundle arrangements: (a) in-line array, (b)–(c) staggered array. Minimum intertube spacing at Section I-I between two tubes. (From Zukauskas, A. A., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1986. With permission.)



**FIGURE 3.3**

Correlation factor for the number of rows for the average heat transfer from tube bundles. (From Zukauskas, A. A., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp. 6.1–6.45, 1987. With permission.)

$$\overline{Nu}_D = 0.35C_1 Re_{D,max}^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0.2}$$

ดังนั้น  $C_1 = 0.85$  เมื่อ  $n = 5$  and  $Re_d > 10^3$   $Pr_w = 0.703$  (Air at 450K)  $X_l = X_t = 68$  mm

$$Nu_D = 0.35 \times 0.85 \times 1573^{0.6} \times 0.703^{0.36} \left(\frac{0.70329}{0.703}\right)^{0.25} \left(\frac{68}{68}\right)^{0.2} = 21.70066$$

$$h_i = \frac{Nu_d k}{d} = \frac{21.70066 \times 0.037462}{0.0334} = 24.33953 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

เมื่อ  $R_{f,i} = 0.0002 \text{ m}^2 - \text{°C/W}$  เมื่อ  $R_{f,o} = 0.0004 \text{ m}^2 - \text{°C/W}$   
 $k_{\text{steel}} = 80.2 \text{ W/m-K}$

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \frac{R_{f,i} D_o}{D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{0.0334}{116.64 \times 0.02664} + \frac{0.0002 \times 0.0334}{0.02664} + \frac{0.0334 \times \ln\left(\frac{0.0334}{0.02664}\right)}{2 \times 80.2} + 0.0004 + \frac{1}{24.33953}}$$

แทนค่าจะได้  $U_o = 19.036 \text{ W/m}^2\text{-K}$

### 3. การหาค่าความดันสูญเสีย ( $\Delta P$ )

#### 5.1 การคำนวณค่าความดันสูญเสียภายในท่อ

$$\Delta P_i = 2 f_i \rho V_{\text{max}}^2 L \frac{N}{D_i}$$

หาค่า  $f$  จาก Moody Chart โดยกำหนดให้ Roughness ของผิวในท่อเหล็ก

$$\epsilon = 0.046 \text{ mm} = 0.000046 \text{ m}, D_i = 0.0016 \text{ m} \text{ จะได้ } \frac{\epsilon}{D_i} = 0.0029, Re_D = 3251$$

จะได้  $f = 0.046$

$$\Delta P_i = 2 \times 0.046 \times 0.024219^2 \times 0.8 \times \frac{944.84 \times 2}{0.016} = 10.098 \text{ Pa} = 0.01 \text{ kPa}$$

#### 5.2 การคำนวณความดันสูญเสียภายนอกท่อ

$$\Delta P_o = N_L \chi \left[ \frac{\rho V^2}{2} \right] f_o$$

จำนวนแถวต่อท่อ

$$N_L = 18$$

ความหนาแน่นของก๊าซเสียนอกท่อ  $\rho = 0.9453 \text{ kg/m}^3$

ความเร็วสูงสุดที่ไหลผ่านท่อ

$$V_{\text{max}} = 2.65 \text{ m/s}$$

ตัวคูณแก้ไข

$$\chi = 1$$

ตัวประกอบความเสียดทาน

$$f_o = 0.35$$

$$\Delta P_o = 18 \times 1 \times \left[ \frac{0.9453 \times 2.65^2}{2} \right] \times 0.35 = 23.23 \text{ Pa} = 0.023 \text{ kPa}$$

## บทที่ 5

### วิธีการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้ศึกษาการนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่โดยพิจารณาจากพลังงานความร้อนที่เก็บได้จากน้ำร้อนแล้วนำไปป้อนเข้าหม้อไอน้ำ เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพและการประหยัดพลังงานที่ได้เพิ่มขึ้นแตกต่างจากอีโคโนไมเซอร์แบบเดิม

การตรวจวัดพลังงานของหม้อต้มน้ำร้อน ทางโรงงานติดตั้งหม้อต้มน้ำร้อนขนาด 1,500,000 กิโลแคลอรีต่อชั่วโมง โดยใช้เชื้อเพลิงเป็นถ่านหินซบิทุมินัส สำหรับบทนี้จะนำเสนอข้อมูลเบื้องต้นและการทำงานของหม้อต้มน้ำร้อน ขั้นตอนการทดลองก่อนและหลังติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ชุดใหม่เข้าไปทดแทนของเดิม รายละเอียดข้อมูลที่ต้องตรวจวัด รวมทั้งผลการทดลองก่อนและหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ เครื่องมือที่ใช้วัดค่าและอุปกรณ์ควบคุม โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 5.1 ข้อมูลเบื้องต้นและการทำงานของหม้อต้มน้ำร้อน

ข้อมูลที่ต้องการทราบมี 2 ส่วน คือ

##### 5.1.1 สภาพการถ่ายเทความร้อนก่อนปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

1. อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้า และอุณหภูมิน้ำหลังออกจากอีโคโนไมเซอร์
2. อุณหภูมิของแก๊สร้อนก่อนเข้า และออกจากอีโคโนไมเซอร์
3. ความดันของน้ำขาเข้า และออกจากอีโคโนไมเซอร์
4. ความดันของแก๊สร้อนขาเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์
5. อัตราการไหลของน้ำ และก๊าซเสีย

##### 5.1.2 สภาพการถ่ายเทความร้อนหลังจากปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

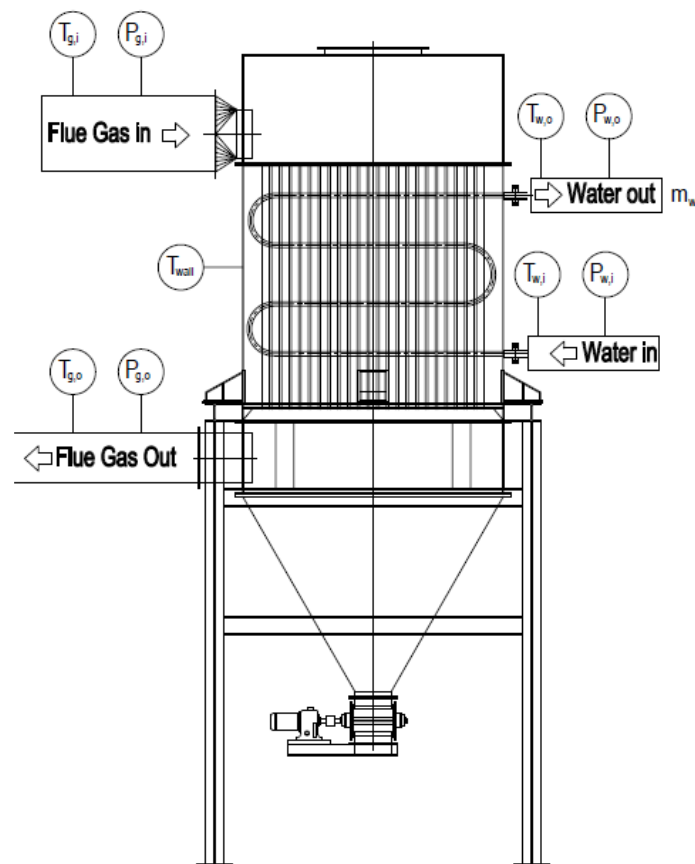
1. อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้า และอุณหภูมิน้ำหลังออกจากอีโคโนไมเซอร์
2. อุณหภูมิของแก๊สร้อนก่อนเข้า และออกจากอีโคโนไมเซอร์
3. ความดันของน้ำขาเข้า และออกจากอีโคโนไมเซอร์
4. ความดันของแก๊สร้อนขาเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์
5. อัตราการไหลของน้ำ และก๊าซเสีย

##### 5.1.3 วิธีการทดลองก่อนการปรับปรุง และหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ขั้นตอนการทดลองก่อนปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

1. อ่านปริมาณน้ำป้อนจากมิเตอร์น้ำ บันทึกข้อมูลทุก 10 นาที
2. บันทึกค่าอุณหภูมิน้ำจากถังเก็บน้ำและอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ทุกๆ 5 นาที
3. บันทึกอุณหภูมิก๊าซเสียเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ บันทึกข้อมูลทุกๆ 5 นาที
4. วัดอุณหภูมิเฉลี่ยของผนังอีโคโนไมเซอร์ บันทึกข้อมูลทุกๆ 15 นาที

## 5.2 รายละเอียดของข้อมูลที่ต้องตรวจวัด



รูปที่ 5.2 ตำแหน่งตรวจวัดข้อมูล

ตารางที่ 5.1 ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดก่อนปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ลำดับ	ข้อมูลในการตรวจวัด	วิธีการเก็บข้อมูล	สัญลักษณ์
1	อุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์	ติดตั้ง RTD ชนิด PT100 และต่อต่อสายสัญญาณเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล	$T_{w,i}$ $T_{w,o}$

ลำดับ	ข้อมูลในการตรวจวัด	วิธีการเก็บข้อมูล	สัญลักษณ์
2	อุณหภูมิของก๊าซร้อน ขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์	ติดตั้ง RTD ชนิด PT100 ที่ทางเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ และต่อสายสัญญาณเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล	$T_{g,i} T_{g,o}$
3	ปริมาณน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์	อ่านค่าจาก Flow meter	$m_{w,i}$
4	ตรวจวัดความดันน้ำเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์	อ่านค่าจากเกจวัดความดันที่ติดตั้งที่ทางเข้าและออกของอีโคโนไมเซอร์	$P_{w,i} P_{w,o}$
5	ตรวจวัดความดันก๊าซร้อน ขาเข้าและขาออกของอีโคโนไมเซอร์	อ่านค่าจากมานอมิเตอร์วัดความดันที่ติดตั้งทางเข้าและทางออกของอีโคโนไมเซอร์	$P_{g,i} P_{g,o}$
6	อุณหภูมิผิวของอีโคโนไมเซอร์	ตรวจวัดด้วยเครื่อง Infrared Thermometer	$T_{wall}$

ตารางที่ 5.2 ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ลำดับ	ข้อมูลในการตรวจวัด	วิธีการเก็บข้อมูล	สัญลักษณ์
1	อุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์	ติดตั้ง RTD ชนิด PT100 และต่อสายสัญญาณเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล	$T_{w,i} T_{w,o}$
2	อุณหภูมิของก๊าซร้อน ขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์	ติดตั้ง RTD ชนิด PT100 ที่ทางเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ และต่อสายสัญญาณเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล	$T_{g,i} T_{g,o}$
3	ปริมาณน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์	อ่านค่าจาก Flow meter	$m_{w,i}$
4	ตรวจวัดความดันน้ำเข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์	อ่านค่าจากเกจวัดความดันที่ติดตั้งที่ทางเข้าและออกของอีโคโนไมเซอร์	$P_{w,i} P_{w,o}$

ลำดับ	ข้อมูลในการตรวจวัด	วิธีการเก็บข้อมูล	สัญลักษณ์
5	ตรวจวัดความดันก๊าซร้อน และขาออกของอีโคโนไมเซอร์	ค่าจากमानมิเตอร์วัดความดัน ที่ติดตั้งทางเข้าและทางออกของอี โคโนไมเซอร์	$P_{g,i}$ $P_{g,o}$
6	อุณหภูมิผิวของอีโคโนไมเซอร์	ตรวจวัดด้วยเครื่อง Thermometer	$T_{wall}$

จากตารางตรวจวัดค่าพารามิเตอร์ ก่อนและหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ตามตารางที่ 5.1 และ 5.2 จะสามารถเก็บข้อมูลการทดลองของหม้อต้มน้ำร้อนในช่วงเวลาการเดินเครื่องต่างๆ โดยแสดงรายละเอียดข้อมูลการตรวจวัดต่างๆ แสดงไว้ในภาคผนวก ก

### 5.3 เครื่องมือที่ใช้วัดค่าและบันทึกผลการทดลอง

#### 5.3.1 เครื่องมือวัดอุณหภูมิแบบ RTD (Resistive Temperature Detector: PT100)

อุปกรณ์วัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซไอเสีย แบบ RTD ชนิดสี่ คือ PT100 มีลักษณะเป็นโพรบหุ้มด้วย Ceramic จำนวน 4 ชุด โดยใช้วัดอุณหภูมิน้ำขาเข้า และขาออก รวม 2 ชุด ส่วนอีก 2 ชุดใช้วัดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบ RTD มีช่วงการวัดอุณหภูมิตั้งแต่ 0 ถึง 600 °C



รูปที่ 5.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซไอเสียแบบ RTD PT100 (<http://josecasares.com/>)

#### 5.3.1 เทอร์โมมิเตอร์แบบอินฟราเรด (Infrared Thermometer)

เครื่องมือวัดอุณหภูมิชนิดนี้ ใช้วัดอุณหภูมิแบบไม่สัมผัสด้วยรังสีอินฟราเรด สามารถปรับค่า Emissivity ได้ 3 ระดับ คือ low(0.3) , Medium (0.7) และ High (0.95) มีเลเซอร์ชี้ตำแหน่งเพื่อเล็งจุดศูนย์กลางของพื้นที่วัดซึ่งสามารถวัดอุณหภูมิในช่วง -40 ถึง 550 °C และมีความละเอียดในการแสดงผลของอุณหภูมิอยู่ที่ 0.1°C





รูปที่ 5.6 เทอร์โมมิเตอร์แบบอินฟราเรด (Infrared Thermometer) (<http://www.fluke.com>)

### 5.3.2 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล (Data Recorder)

อุปกรณ์บันทึกข้อมูล ทำหน้าที่บันทึกข้อมูลจากการวัด ที่มีทั้งรับสัญญาณขาเข้าแบบ Analog และ Digital สามารถใช้กับ Sensor ได้หลายรูปแบบ เช่น อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ น้ำ อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ก๊าซไอเสีย ความดันของน้ำ ความดันของก๊าซร้อนไอเสีย เป็นต้น เครื่องบันทึกจะมีช่องรับสัญญาณหลายช่อง มีหน้าจอแสดงผลข้อมูลแบบ Real time สามารถแสดงข้อมูลเป็นกราฟรูปแบบต่างๆ ได้ในตัวเครื่องจะมีการ์ดหน่วยความจำ (Flash Memory ) เพื่อเก็บข้อมูล จากนั้นสามารถนำมาเปิดใช้งานโดยใช้โปรแกรมสำหรับอ่านค่า หรือส่งข้อมูลไปแสดงผลในรูปแบบของโปรแกรม MS Excel ซึ่งมีความสะดวกในการนำไปใช้งาน และวิเคราะห์ผลอย่างมาก



รูปที่ 5.1 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Recorder) (<https://www.endress.com>)

### 5.3.3 อุปกรณ์วัดความดันแตกต่างแบบ Magnehelic

เป็นเครื่องมือที่ใช้วัดความดันแตกต่างหรือความดันตกคละอ้อม ระหว่างก๊าซร้อนขาเข้าและขาออกของอุปกรณ์ เช่น ถังกรองฝุ่น หรือ เครื่องอุ่นอากาศป้อน เป็นต้น อุปกรณ์นี้จะช่วยวิเคราะห์ประสิทธิภาพและความสกปรก( Fouling) ของอุปกรณ์แต่ละชนิด ถ้ามีความดันตกคร่อมสูงขึ้น แสดงว่า อุปกรณ์นั้นๆ เริ่มอุดตันด้วยสิ่งสกปรกแล้ว จำเป็นต้องหยุดเพื่อทำความสะอาด



รูปที่ 5.9 อุปกรณ์วัดความดันแบบ Magnehelic (<http://www.dwyer-inst.com>)

### 5.3.4 อุปกรณ์วัดความดันแบบ มานอมิเตอร์ (Manometer)

อุปกรณ์วัดความดันแบบมานอมิเตอร์ ใช้สำหรับวัดความดันของอากาศ หรือก๊าซ ซึ่งมีความดันไม่สูงมาก อาศัยหลักการแรงดันที่กระทำต่อของเหลว แล้วเคลื่อนที่ไปเป็นความสูงของของเหลว นั้นๆ ดังนั้นหน่วยของการวัดมักก็จะแสดงเป็นหน่วยความสูงของของเหลวที่ใช้วัด เช่น นิ้วของน้ำ หรือ มิลลิเมตรของน้ำ เป็นต้น



รูปที่ 5.6 อุปกรณ์วัดความดันแบบมานอมิเตอร์ (<https://www.aliexpress.com>)

### 5.3.5 อุปกรณ์วัดความดัน หรือ เกจวัดความดัน (Pressure Gauge)

เป็นแบบหน้าปัดขนาด 4-6 นิ้ว มีเข็มที่ภายในต่อกับท่อขดที่เรียกว่า ท่อบูร์ดอง (Bourdon Tube) หลอดที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นวงรีและงอเป็นส่วนโค้งของวงกลม ปลายด้านหนึ่งต่อเข้ากับเข็มเพื่อแสดงความดัน ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งต่อเข้ากับจุดที่ต้องการวัด เมื่อท่อบูร์ดอง ได้รับความดัน จะทำให้ส่วนที่โค้งงอ โกงตัวเกิดแรงไปหมุนเข็มให้ชี้แสดงความดันบนหน้าปัดได้



รูปที่ 5.10 เครื่องมือวัดความดันแบบ บูร์ดอง หรือ เกจความดัน (Pressure Gauge)  
([http://www.wika.us/212\\_54\\_213\\_54\\_en\\_us.WIKA](http://www.wika.us/212_54_213_54_en_us.WIKA))

### 5.3.6 อุปกรณ์บันทึกอัตราการไหลของน้ำ (Flow meter)

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหรือมาตรวัดน้ำ ขับเคลื่อนด้วยระบบใบพัดแบบแม่เหล็ก 2 ชั้นตัวเลขบอกปริมาตรจะเรียงตัวเป็นแถวตรง สามารถอ่านได้ง่าย สะดวกและชัดเจน เมื่อน้ำไหล

ผ่าน ไบพัสจะหมุนไปตามแรงดันของน้ำ แกนเพลลาของไบพัสจะติดกับแม่เหล็ก ทำให้แม่เหล็กชั้นแรก หมุนตามไปด้วย ซึ่งจะเหนี่ยวนำให้แม่เหล็กชุดที่สอง หมุนตาม ทำให้ตัวเลขหมุนแสดงปริมาณน้ำที่ ไหลผ่าน เมื่ออ่านค่าตัวเลขเทียบกับเวลาที่มีการไหล จะสามารถหาค่าอัตราการไหลของน้ำได้



รูปที่ 5.11 มิเตอร์น้ำ (Flow meter) (<http://www.aksmeters.com>)

## บทที่ 6

### ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการออกแบบ การปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่ติดตั้ง ในระบบหม้อต้ม น้ำมันร้อน โดยใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากปล่องมาอุ่นน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ โดยทำการทดลองเก็บ ข้อมูล ในระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนที่ใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ ทั้งก่อนและหลังการ ปรับปรุง การเปรียบเทียบประสิทธิผลของอีโคโนไมเซอร์และการออกแบบทางทฤษฎี ตลอดจน คำนวณผลการประหยัดพลังงานของหม้อไอน้ำที่ได้

#### 6.1 ข้อมูลตรวจวัดจากการทดลอง

จากการทดลองระบบหม้อต้มน้ำมันร้อนก่อนและหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ข้อมูลจะมี ด้วยกัน 2 ส่วน คือ ส่วนที่ 1 ข้อมูลก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ และส่วนที่ 2 ข้อมูลหลังการ ปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์แต่ละส่วน ประกอบด้วย อุณหภูมิน้ำเข้าอีโคโนไมเซอร์ อุณหภูมิน้ำออกจากอี โคโนไมเซอร์ อุณหภูมิก๊าซร้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ อุณหภูมิก๊าซร้อนออกจากอีโคโนไมเซอร์ อัตราการ ไหลของน้ำเข้าอีโคโนไมเซอร์ ความดันของน้ำขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์ ความดันของก๊าซ ร้อนขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์ และอุณหภูมิผิวของอีโคโนไมเซอร์

##### 6.1.1 ผลการทดลองก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ตารางที่ 6.1 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการ ไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 1.225 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก (°C)
0	35	103	203	146
5	35	104	216	152
10	35	105	223	149
15	35	107	218	141
20	35	106	212	139
23	35	107	209	137
30	35	106	206	136

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก (°C)
35	35	106	203	134
40	35	105	199	133
45	35	106	197	136
50	35	105	202	143
55	35	105	205	145
60	35	105	204	143

ตารางที่ 6.2 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 2.575 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก (°C)
0	36	67	199	131
5	36	67	202	134
10	36	66	205	142
15	36	66	208	144
20	36	66	210	145
23	36	66	213	146
30	36	66	214	147
35	36	66	215	147
40	36	66	217	148
45	36	66	219	157
50	36	66	213	144
55	36	66	217	148
60	36	66	224	152

ตารางที่ 6.3 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 3.029 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

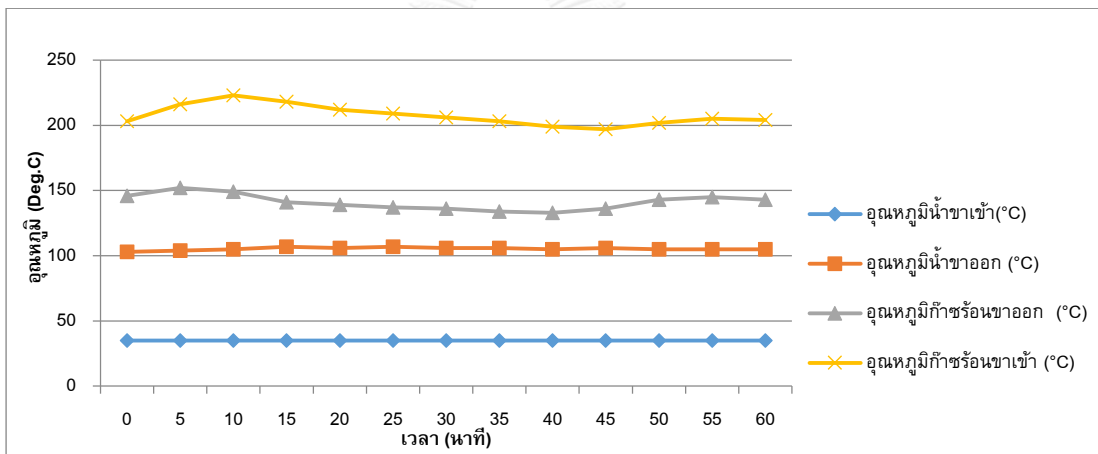
เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก (°C)
0	38	63	187	137
5	38	64	204	144
10	38	63	213	147
15	38	63	214	138
20	38	63	208	135
23	38	63	207	135
30	38	63	204	133
35	38	63	202	139
40	38	63	201	132
45	38	63	202	139
50	38	63	202	139
55	38	63	202	141
60	38	63	204	143

ตารางที่ 6.4 ข้อมูลการตรวจวัดความดันของน้ำ และก๊าซร้อน ทั้งขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์ ก่อนการปรับปรุง

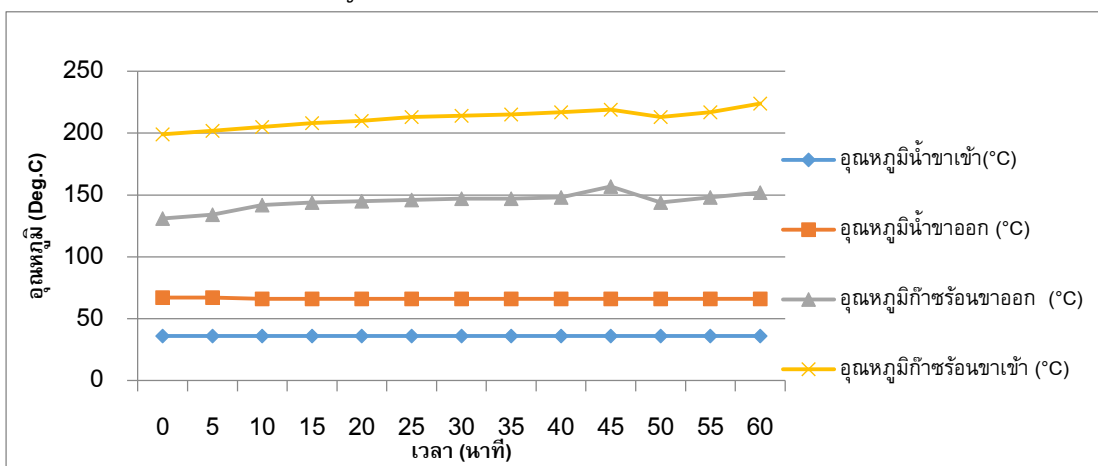
อัตราการไหลของน้ำเข้า อีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง)	ความดันด้านน้ำของอีโคโนไมเซอร์		ความดันด้านก๊าซร้อนของอีโคโนไมเซอร์	
	ความดันของน้ำ เข้า (bar)	ความดันของน้ำ ออก (bar)	ความดันของ ก๊าซขาเข้า ( mm of WC)	ความดันของ ก๊าซขาออก (mm of WC)
1.225	3.3	3.0	125	146
2.575	3.4	3.0	125	146

อัตราการไหลของน้ำเข้า อีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง)	ความดันด้านน้ำของอีโคโนไมเซอร์		ความดันด้านก๊าซร้อนของอีโคโนไมเซอร์	
	ความดันของน้ำ เข้า (bar)	ความดันของน้ำ ออก (bar)	ความดันของ ก๊าซขาเข้า (mm of WC)	ความดันของ ก๊าซขาออก (mm of WC)
3.029	3.6	2.9	125	146

จากตารางที่ 6.1 ถึง 6.4 เป็นผลการทดลองก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ซึ่งเป็นข้อมูลเฉลี่ยที่สามารถนำไปคำนวณสมดุลพลังงานความร้อน และประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์ได้ โดยข้อมูลบางส่วนที่ไม่ได้แสดงในตารางข้างต้น แสดงไว้ในภาคผนวก ค

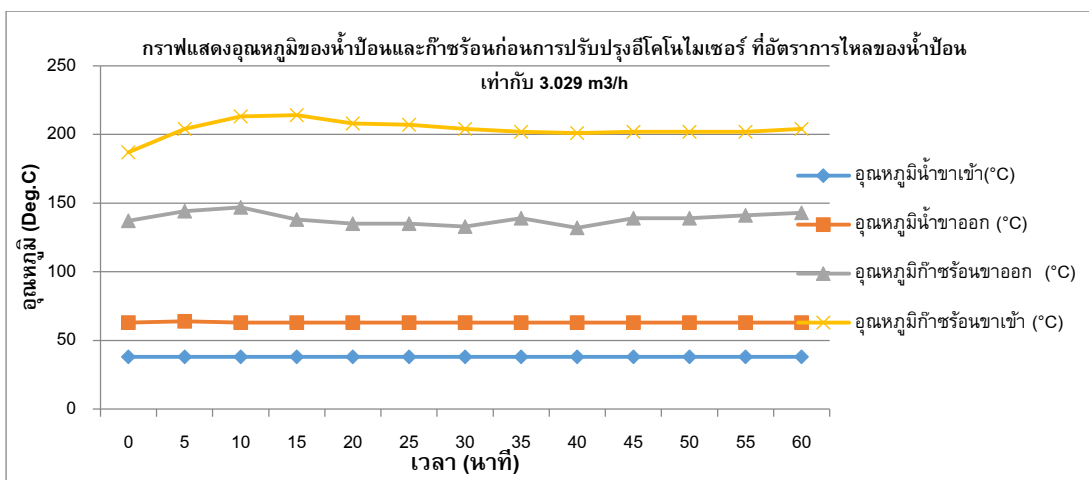


รูปที่ 6.1 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 1.225 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง



รูปที่ 6.2 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 2.575 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง





รูปที่ 6.3 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 3.029 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

### 6.1.2 ผลการทดลองหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ตารางที่ 6.5 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิ น้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 1.267 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิ น้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิ น้ำออก (°C)	อุณหภูมิ ก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิ ก๊าซร้อนขาออก (°C)
0	36	110	212	139
5	36	110	206	132
10	36	110	202	130
15	36	109	199	129
20	36	109	196	127
23	36	109	196	134
30	36	110	197	134
35	36	109	198	135
40	36	109	197	133
45	36	109	198	135
50	36	109	199	136
55	36	108	200	136

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (° C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขา เข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขา ออก (°C)
60	36	108	204	140

ตารางที่ 6.6 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 2.433 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขา เข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขา ออก (°C)
0	37	75	202	139
5	37	75	205	140
10	37	75	205	134
15	37	75	199	129
20	37	75	199	130
23	37	75	196	128
30	37	75	196	128
35	37	75	195	133
40	37	75	196	133
45	37	75	197	134
50	37	75	198	136
55	37	75	200	137
60	37	75	201	138

ตารางที่ 6.7 ข้อมูลตรวจวัดอุณหภูมิน้ำและก๊าซเสียที่เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 3.017 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

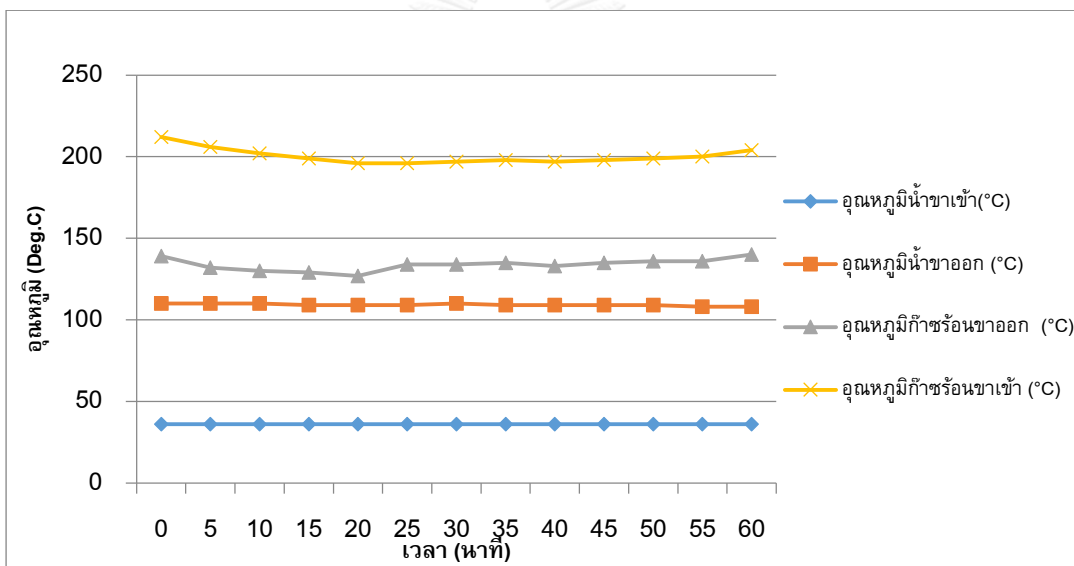
เวลา (นาที)	ข้อมูลการตรวจวัดหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์			
	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก (°C)
0	38	67	212	145
5	38	67	211	134
10	38	66	206	131
15	38	68	202	130
20	38	68	200	129
23	38	68	197	128
30	38	68	194	126
35	38	68	192	126
40	38	68	195	128
45	38	68	194	135
50	38	68	195	135
55	38	68	199	135
60	38	68	199	137

ตารางที่ 6.8 ข้อมูลการตรวจวัดความดันของน้ำ และก๊าซร้อน ทั้งขาเข้าและขาออกจากอีโคโนไมเซอร์ หลังการปรับปรุง

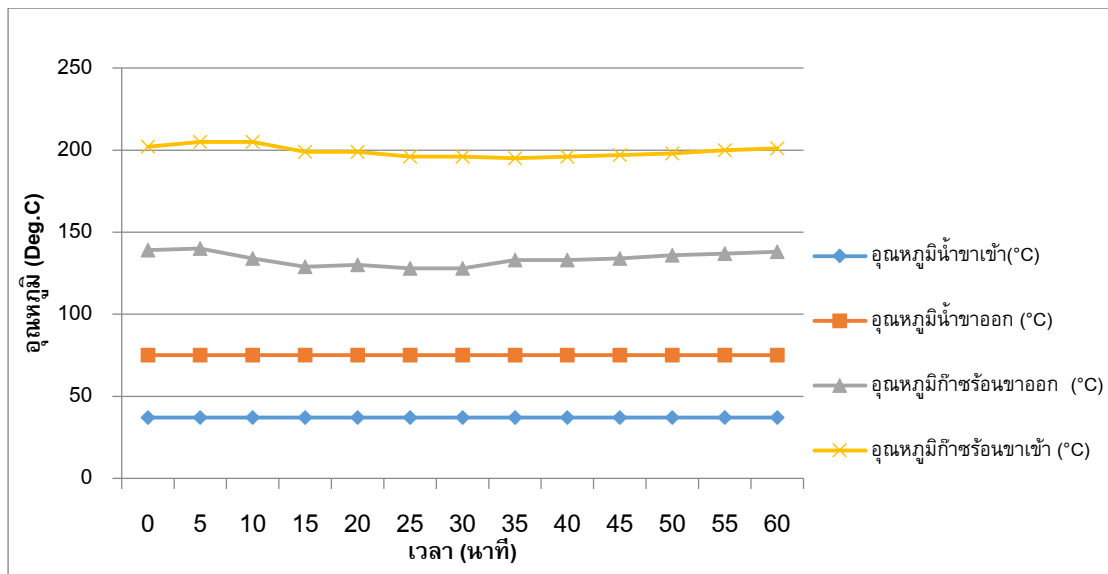
อัตราการไหลของน้ำเข้า อีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง)	ความดันด้านน้ำของอีโคโนไม เซอร์		ความดันด้านก๊าซร้อนของอีโคโนไม เซอร์	
	ความดันของ น้ำเข้า (bar)	ความดันของ น้ำออก (bar)	ความดันของ ก๊าซขาเข้า ( mm of WC)	ความดันของก๊าซ ขาออก (mm of WC)
1.267	3.2	2.7	130	164
2.433	3.3	2.5	133	164

อัตราการไหลของน้ำเข้า อีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง)	ความดันด้านน้ำของอีโคโนไม เซอร์		ความดันด้านก๊าซร้อนของอีโคโนไม เซอร์	
	ความดันของ น้ำเข้า (bar)	ความดันของ น้ำออก (bar)	ความดันของ ก๊าซขาเข้า ( mm of WC)	ความดันของก๊าซ ขาออก (mm of WC)
3.017	3.4	2.4	134	165

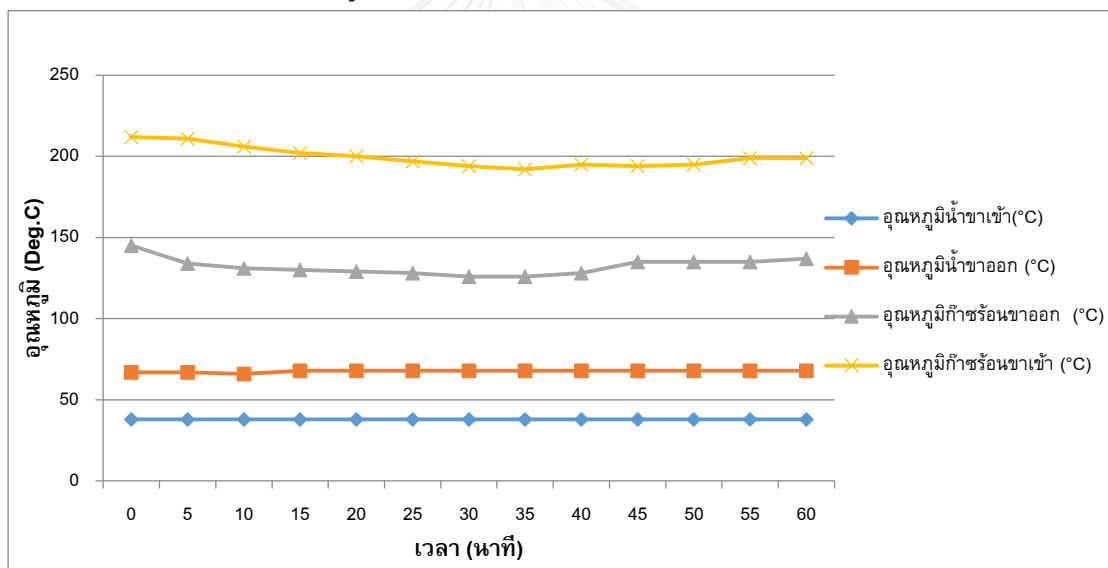
จากตารางที่ 6.5 ถึง 6.8 เป็นผลการทดลองหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ซึ่งเป็นข้อมูลเฉลี่ยที่สามารถนำไปคำนวณสมดุลพลังงานความร้อน และประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์ได้ โดยข้อมูลบางส่วนที่ไม่ได้แสดงในตารางข้างต้น แสดงไว้ในภาคผนวก ค



รูปที่ 6.4 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 1.267 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง



รูปที่ 6.5 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 2.433 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง



รูปที่ 6.6 กราฟแสดงอุณหภูมิของน้ำป้อนและก๊าซร้อนหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนเท่ากับ 3.017 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

## 6.2 สมดุลพลังงาน (Energy Balance)

การคำนวณสมดุลพลังงานความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ ในแต่ละช่วงการทดลอง ซึ่งพลังงานความร้อนขาเข้า ประกอบด้วยความร้อนของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์และความร้อนสูญเสียของก๊าซเสียของหม้อต้มน้ำมันร้อน ส่วนพลังงานความร้อนขาออกประกอบด้วยความร้อนสูญเสียของผนังอีโคโนไมเซอร์ ความร้อนสูญเสียของก๊าซเสียไปยังปล่อง ความร้อนของน้ำที่อุ่นได้ และความร้อนสูญเสีย

อื่นๆ โดยจะพิจารณาที่ความร้อนของน้ำที่อุ่นได้จากอีโคโนไมเซอร์ โดยข้อมูลการตรวจวัดของอีโคโนไมเซอร์ แสดงไว้ในภาคผนวก ค

### 6.2.1 สมดุลพลังงานก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ตารางที่ 6.9 ข้อมูลพลังงานความร้อนที่เก็บได้จากน้ำป้อน ก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	ปริมาณน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)	พลังงานความร้อนที่ สามารถเก็บได้(kW)
38.00	104.00	1.225	92.6969
36.00	66.71	2.575	90.6782
38.00	63.30	3.029	87.8708

ตารางที่ 6.10 ข้อมูลพลังงานความร้อนที่เก็บได้จากก๊าซร้อน ก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

อุณหภูมิก๊าซ ร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซ ร้อนขาออก (°C)	อัตราการไหลของก๊าซร้อน (kg/s)	พลังงานความร้อนที่ สามารถเก็บได้(kW)
199.84	132.12	2.270	160.9359
201.55	136.18	2.270	155.3579
202.12	139.56	2.270	148.6813

จากข้อมูลสมดุลพลังงานพบว่า ก่อนการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ค่าพลังงานความร้อนที่ได้รับจากน้ำป้อนมีค่าเฉลี่ย เท่ากับ 90.4153 kW ในขณะที่พลังงานที่สูญเสียไปกับก๊าซไอเสียมี่ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 154.9917 kW ดังนั้น พลังงานความร้อนที่สามารถเก็บได้คิดเป็น  $90.4153/154.9917 = 58\%$

### 6.2.2 สมดุลพลังงานหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

ตารางที่ 6.11 ข้อมูลพลังงานความร้อนที่เก็บได้จากน้ำป้อน หลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	ปริมาณน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)	พลังงานความร้อนที่ สามารถเก็บได้(kW)
36.00	109.35	1.267	106.5540
37.00	75.27	2.433	106.7551

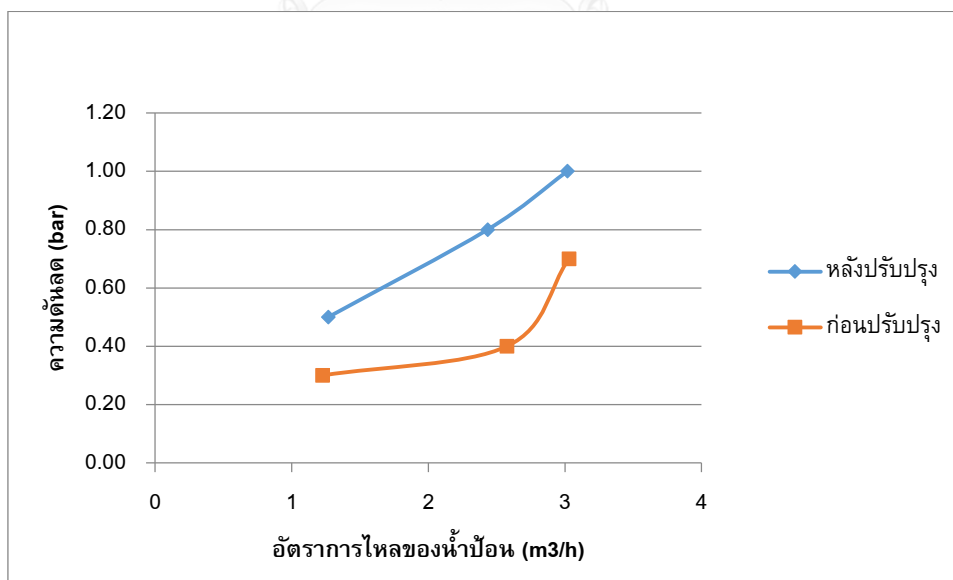
อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)	ปริมาณน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ (ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)	พลังงานความร้อนที่ สามารถเก็บได้(kW)
38.00	67.46	3.016	101.8688

ตารางที่ 6.12 ข้อมูลพลังงานความร้อนที่เก็บได้จากก๊าซร้อน หลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

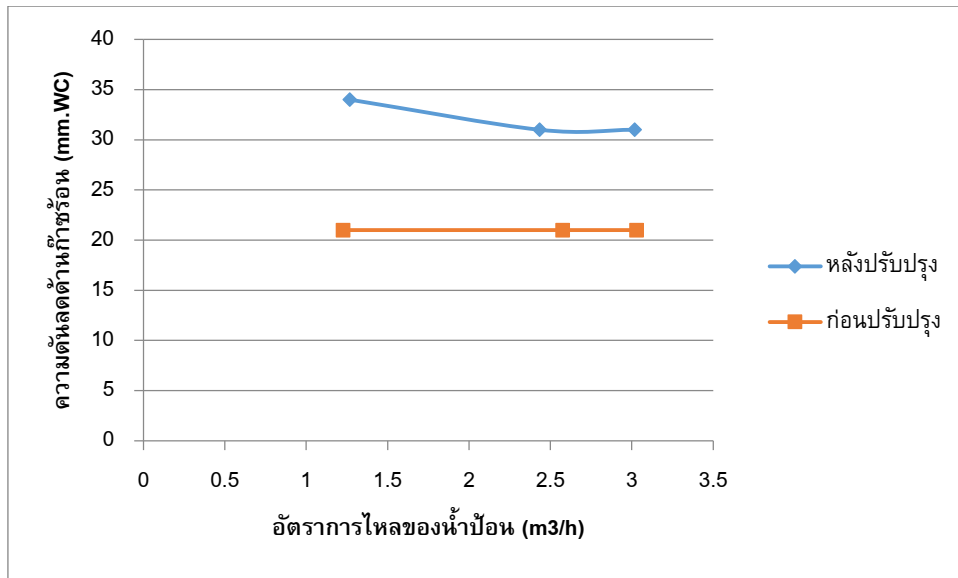
อุณหภูมิก๊าซ ร้อนขาเข้า (°C)	อุณหภูมิก๊าซ ร้อนขาออก (°C)	อัตราการไหลของก๊าซร้อน (kg/s)	พลังงานความร้อนที่ สามารถเก็บได้(kW)
214.78	147.70	2.090	146.7888
212.16	143.49	2.090	150.2782
206.14	140.38	2.090	143.8909

จากข้อมูลสมมูลพลังงานพบว่า หลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ ค่าพลังงานความร้อนที่ได้รับจากน้ำป้อนมีค่าเฉลี่ย เท่ากับ 105.093 kW ในขณะที่พลังงานที่สูญเสียไปกับก๊าซไอเสียมีค่าเท่ากับ 146.996 kW ดังนั้น พลังงานความร้อนที่สามารถเก็บได้คิดเป็น  $105.093/146.996 = 71.4\%$

### 6.3 ความดันตกคร่อมของก๊าซร้อนเมื่อไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์

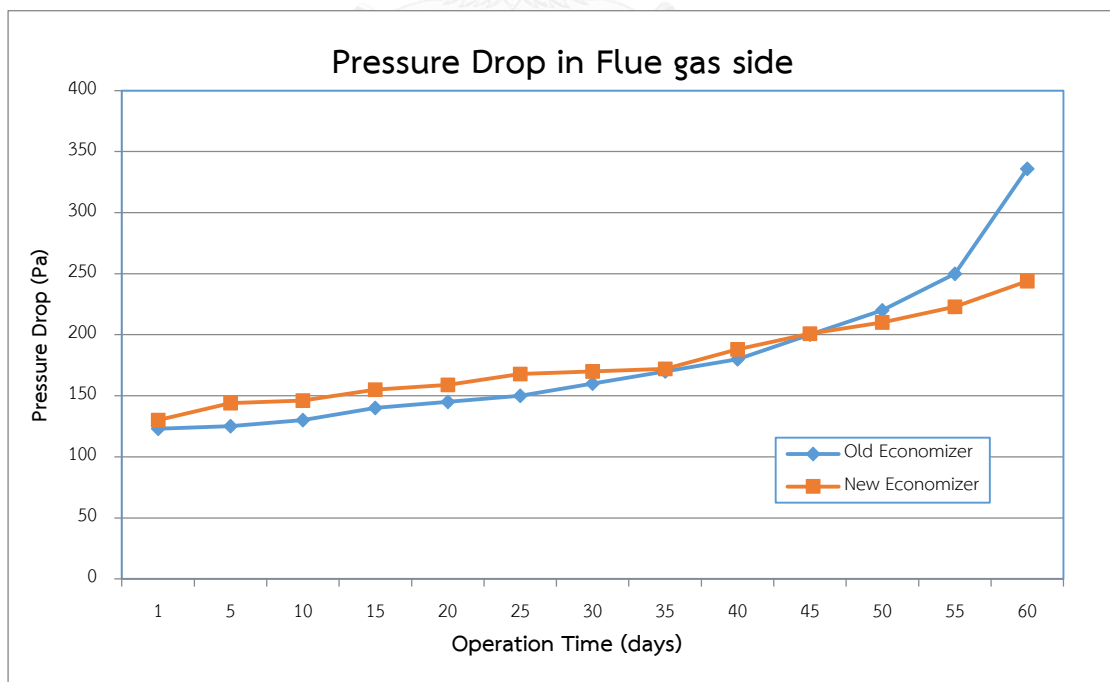


รูปที่ 6.7 กราฟแสดงความดันตกคร่อมด้านน้ำป้อนที่อัตราการไหลของน้ำป้อนต่างๆ เปรียบเทียบก่อนและหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์



รูปที่ 6.8 กราฟแสดงความดันลดด้านก๊าซร้อนที่อัตราการไหลของน้ำป้อนต่างๆ เปรียบเทียบก่อนและหลังการปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

เมื่อทดลองเดินเครื่องหม้อต้มน้ำร้อนเป็นเวลานานพบว่า อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันด้านก๊าซร้อน มีค่าใกล้เคียงกับความดันด้านก๊าซร้อนของอีโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง แต่ในช่วงท้าย (ประมาณ 50 วันหลังจากเริ่มเดินเครื่อง) พบว่า หลังจากปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์ มีอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันด้านก๊าซร้อนช้ากว่าก่อนการปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 6.9



รูปที่ 6.9 กราฟแสดงความดันลดด้านก๊าซร้อน ที่เปรียบเทียบบก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์

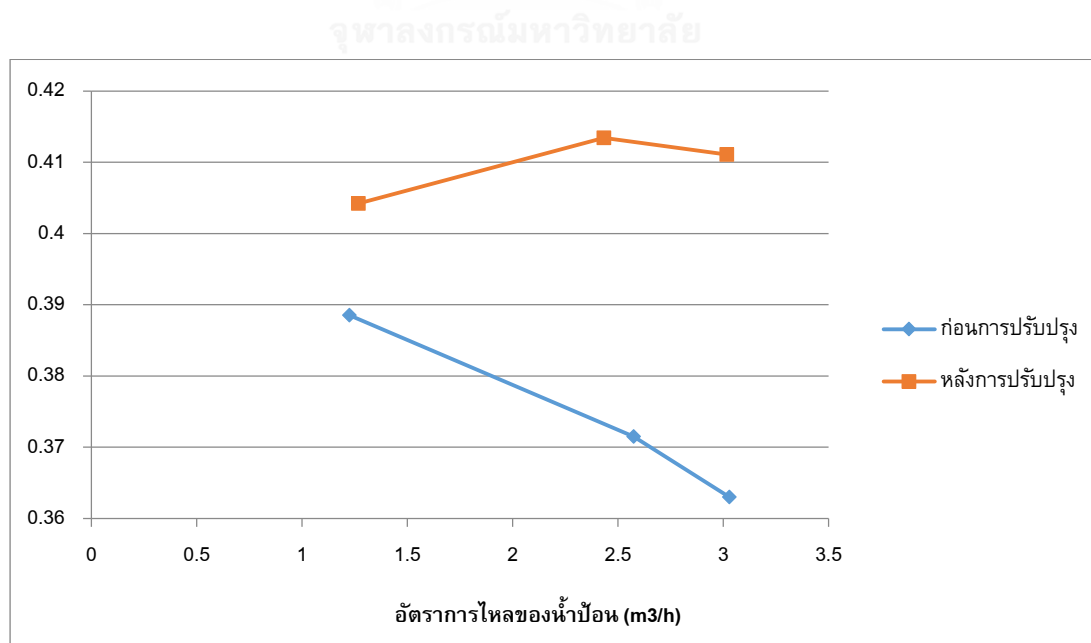


#### 6.4 การเปรียบเทียบประสิทธิผลของอีโคโนไมเซอร์

จากผลการทดลองของอีโคโนไมเซอร์ที่ปรับปรุงแล้ว พบว่าค่าประสิทธิผลของอีโคโนไมเซอร์ เท่ากับ 0.4042, 0.4134 และ 0.4111 ตามลำดับ สำหรับปริมาณน้ำป้อนเข้าที่อัตราการไหล 1.267, 2.433 และ 3.017 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมงตามลำดับ ในขณะที่ก่อนปรับปรุงมีค่าเท่ากับ 0.3885, 0.3715 และ 0.3630 สำหรับปริมาณน้ำป้อนที่อัตราการไหล 1.225, 2.575 และ 3.029 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เมื่อเปรียบเทียบกับประสิทธิผลของการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ทางทฤษฎี มีค่าเท่ากับ 0.4088 เนื่องจากอุณหภูมิของก๊าซร้อนไอเสียที่ออกแบบ มีค่าเท่ากับ 230 °C แต่จากการเก็บข้อมูลของอุณหภูมิก๊าซเสียจริง มีค่าเท่ากับ 190-200 °C ซึ่งลาดเคลื่อนจากค่าที่ออกแบบ ทำให้ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์จริงคลาดเคลื่อนจากค่าที่ออกแบบ ดังตารางที่ 6.13

ตารางที่ 6.13 ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์

ค่าที่ออกแบบ	อีโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง		อีโคโนไมเซอร์หลังปรับปรุง	
	อัตราการไหลของน้ำป้อน (m <sup>3</sup> /h)	Effectiveness	อัตราการไหลของน้ำป้อน (m <sup>3</sup> /h)	Effectiveness
0.4088	1.225	0.3885	1.267	0.4042
	2.575	0.3715	2.433	0.4134
	3.029	0.3630	3.017	0.4111



รูปที่ 6.9 การเปรียบเทียบระหว่างประสิทธิผลของอีโคโนไมเซอร์และค่าที่ออกแบบได้

## บทที่ 7

### สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### 7.1 สรุปผลการวิจัย

ดังรายละเอียดที่กล่าวมาจากบทที่ 1-6 ได้อภิปรายพร้อมแสดงผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผล สำหรับบทนี้จะเป็นการสรุปผล พร้อมทั้งให้ข้อเสนอแนะสำหรับขยายผลการศึกษาในอนาคตต่อไป

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการปรับปรุงการออกแบบอีโคโนไมเซอร์เพื่อเก็บความร้อนปล่อยทิ้งจากหม้อต้มน้ำร้อนที่ใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ ซึ่งนำข้อมูลทางทฤษฎีและสมการทางคณิตศาสตร์มาใช้ออกแบบ ติดตั้ง จากนั้นวิเคราะห์สมดุลมวลและพลังงาน เพื่อนำมาวิเคราะห์ข้อมูลการใช้พลังงานและผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพ ซึ่งผลที่ได้มีดังนี้

1. การออกแบบอีโคโนไมเซอร์ ใช้วิธี NTU-Method ซึ่งผลการออกแบบคือ การออกแบบเป็นทวนไหลแบบสวนทางกันสองกลับ (Cross flow two pass heat exchanger) โดยให้ก๊าซเสียไหลภายนอกท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและให้น้ำไหลตัดกันภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 34 มิลลิเมตร มีความหนา 3.38 มิลลิเมตร มีความยาวเท่ากับ 2.0 เมตร จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด เท่ากับ 610 ท่อ วางแถวละ 30 ท่อ จำนวน 20 แถว จัดเรียงแบบเยื้องกัน (Staggered) โดยมีระยะห่างระหว่างท่อที่ตั้งฉากกัน (Transverse Pitch,  $S_T$ ) และระยะห่างระหว่างท่อแนวขนานกับการไหล (Longitudinal Pitch,  $S_L$ ) เท่ากับ 38 mm ระยะห่างระหว่างท่อในแนวทแยง (Diagonal Pitch,  $S_D$ ) เท่ากับ 58 mm โดยใช้วัสดุเป็น Carbon Steel พบว่าความร้อนสูญเสียของก๊าซร้อนก่อนปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์มีค่าประมาณ  $100 - 58 = 42\%$  และอุณหภูมิก๊าซร้อนเฉลี่ย  $201\text{ }^{\circ}\text{C}$  หลังจากปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์พบว่า ความร้อนสูญเสียเท่ากับ  $100 - 71.4 = 28.6\%$  สามารถลดการสูญเสียพลังงานความร้อนของก๊าซร้อนได้  $42 - 28.6 = 13.4\%$
2. ผลการปรับปรุงการทำงานของอีโคโนไมเซอร์ สามารถนำความร้อนกลับมาใช้ได้ เท่ากับ 105 kW เมื่อเปรียบเทียบกับผลการออกแบบทางทฤษฎี ค่าฉนวนความร้อนที่นำกลับมาได้ เท่ากับ 114 kW
3. การติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ที่ปล่อยไอเสียเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้เป็นวิธีเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำและลดความร้อนสูญเสียของระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงได้ดี ประสิทธิภาพของอีโคโน

ไมเซอร์มีค่าเท่ากับ 0.4095 แต่ค่าที่ออกแบบมีค่าเท่ากับ 0.4088 ซึ่งเมื่อเทียบกับก่อนปรับปรุง ที่มีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 0.3743 แสดงว่า ทำให้ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์หลังจากปรับปรุงดีขึ้นเล็กน้อย

4. ผลของความดันสูญเสียภายในท่อที่ไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์ ก่อนการปรับปรุง เท่ากับ 0.46 bar โดยเมื่อปรับปรุงแล้วมีค่า เท่ากับ 0.76 bar เมื่อเปรียบเทียบกับที่ออกแบบไว้ เท่ากับ 0.003 bar (0.3 kPa) ซึ่งคลาดเคลื่อนกันมาก เนื่องจากเกิดการสูญเสียย่อยในท่อ (Minor Loss) เช่น การไหลของของไหลที่ทางเข้าและทางออกของท่อที่มีการเปลี่ยนความเร็วในท่อ การเปลี่ยนทิศทาง การไหล และการไหลผ่านลิ้นวาล์ว มีการไหลเลี้ยวตัวผ่านกลไกของลิ้น ทำให้มีการเสียดสีมากขึ้น ส่งผลทำให้เกิดความดันสูญเสียมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ออกแบบ
5. ผลของความดันสูญเสียของก๊าซร้อนที่ไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์ ก่อนการปรับปรุงมีค่าเท่ากับ 21 mm.WC โดยเมื่อปรับปรุงอีโคโนไมเซอร์แล้วพบว่า มีค่าเท่ากับ 32 mm.WC เมื่อเปรียบเทียบกับที่คำนวณออกแบบทางทฤษฎี มีค่าเท่ากับ 2.3 mm.WC (0.02 kPa) ซึ่งมีค่าแตกต่างกัน เนื่องจากในคุณสมบัติของไหลไม่ได้เป็นเพียงอากาศร้อน แต่อาจจะมีส่วนประกอบของไถ่ลอยเจือปนอยู่ด้วย ทำให้คุณสมบัติจริงแตกต่างจากการคำนวณ และอาจจะมี ความคลาดเคลื่อนของการวัด เนื่องจากเป็นการวัดค่าความดันในช่วงที่แตกต่างกันมาก อย่างไรก็ตามจากการทดลองพบว่า ความดันสูญเสียมีค่าไม่แตกต่างจากเดิมมากนัก ดังนั้นจึงไม่จำเป็นต้องเปลี่ยนหรือปรับปรุงพัดลมสำหรับดูดก๊าซร้อน
6. การออกแบบอีโคโนไมเซอร์โดยวิธี NTU-Method เป็นวิธีที่เหมาะสมกับการออกแบบอีโคโนไมเซอร์เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพการนำความร้อนเหลือทิ้ง กลับมาใช้ ซึ่งผลจากการทดลอง มีค่าไม่ใกล้เคียงกับผลที่ออกแบบตามทฤษฎี เนื่องจากอุณหภูมิของก๊าซเสียและอัตราการไหลของน้ำไม่ใกล้เคียงกับค่าที่ออกแบบไว้ พบว่าปัจจัยสำคัญของการออกแบบและสร้างอีโคโนไมเซอร์ คือ อัตราการไหล อุณหภูมิของน้ำและก๊าซเสียที่เข้าอีโคโนไมเซอร์ ระยะห่างระหว่างท่อ รวมถึงช่องว่างภายในอีโคโนไมเซอร์ วัสดุที่ใช้สร้าง และความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น

## 7.2 ข้อเสนอแนะและงานวิจัยต่อไป

1. ควรเก็บข้อมูลระยะเวลาการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนให้นานมากขึ้น ซึ่งงานวิจัย นี้เก็บข้อมูลในช่วงระยะเวลาอันสั้น เนื่องจากการทำงานของหม้อต้มน้ำมันร้อนในกระบวนการกลั่นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ต้องควบคุมอุณหภูมิ ให้คงที่ ไม่ให้สูงหรือต่ำเกินไป ระบบจึงควบคุมโดยการตัด-ต่อการทำงานเป็นระยะ อีกทั้งห้องเผาไหม้ยังเป็นระบบ Manual ซึ่งพนักงานจะต้องหยุดเขี่ยเตาเป็นระยะ
2. ควรศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการติดครีป (Fin) บริเวณรอบๆท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งทำให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์เพิ่มขึ้นและขนาดของอีโคโนไมเซอร์เล็กลง แต่จะทำให้อีโคโนไมเซอร์มีราคาสูง มีค่าใช้จ่ายในการสร้างมากขึ้น เนื่องจากการติดครีปขนาดเล็ก มีราคาสูง และการกัดกร่อนอย่างรวดเร็วบริเวณร่องครีป ซึ่งอาจทำให้อายุการใช้งานของอีโคโนไมเซอร์เล็กลง
3. งานวิจัยนี้ทำการศึกษาความร้อนของก๊าซเสียที่ออกจากอีโคโนไมเซอร์ แล้วผ่านระบบดักฝุ่นด้วยถุงกรองผ้าดักฝุ่น ซึ่งมีข้อจำกัดในด้านอุณหภูมิทางเข้าไม่เกิน 180 °C เพราะจะทำให้ถุงกรองไหม้ได้ และอุณหภูมิไม่ควรจะต่ำกว่า 120 °C เพื่อป้องกันการกัดกร่อนเนื่องมาจากการกลั่นตัวของสารละลายกรดที่เจือปนอยู่ในก๊าซไอเสีย
4. ควรศึกษาอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนที่มีลักษณะรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ เพื่อนำมาเปรียบเทียบผลได้กับงานวิจัยนี้ และสามารถนำไปออกแบบและสร้างอีโคโนไมเซอร์ที่มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น
5. งานวิจัยนี้ ใช้น้ำที่อุณหภูมิปกติส่งจากถังเก็บน้ำสำหรับป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ และนำน้ำร้อนที่ได้ไปใช้งานเป็นน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ จากผลการวิจัยพบว่า การเพิ่มอุณหภูมิ น้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ ซึ่งการใช้น้ำที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของกรดที่เจือปนในก๊าซร้อน เข้าไปแลกเปลี่ยนในอีโคโนไมเซอร์ อาจจะทำให้ระบบอีโคโนไมเซอร์มีความเสี่ยงที่จะเกิดการกัดกร่อนเนื่องมาจากการกลั่นตัวของกรดได้ ทั้งนี้มีงานวิจัยแนะนำว่า อุณหภูมิของน้ำป้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์ควรมีค่าสูงกว่า อุณหภูมิการกลั่นตัวของกรดในก๊าซร้อน (Acid Dew Point Temperature ) ประมาณ 20 °C

รายการอ้างอิง



- [1] Sathit Niamsuwan, P. K., Iqbal M. Mujtaba (2013). "A newly designed economizer to improve waste heat recovery: A case study in a pasteurized milk plant." *Applied Thermal Engineering* 60(1-2): 12.
- [2] Sathit Niamsuwan, P. K. a. I. M. M. (2013). "Novel economizer for waste heat recovery in pasteurized milk production." *ASIA-PACIFIC JOURNAL OF CHEMICAL ENGINEERING* 8: 12.
- [3] Yongping Yanga, C. X., Gang Xua, Yu Hana, Yaxiong Fang, Dongke Zhang (2015). "A new conceptual cold-end design of boilers for coal-fired power plants with waste heat recovery." *Energy Conversion and Management* 89(January 2015): 10.
- [4] Gang Xua, C. X., Yongping Yang, Yaxiong Fang, Yuanyuan Li, Xiaona Song (2014). "A novel flue gas waste heat recovery system for coal-fired ultra-supercritical power plants." *Applied Thermal Engineering* 67(2014): 10.
- [5] Chaojun Wang, B. H., Shaoyang Sun, Ying Wu, Na Yan, Linbo Yan, Xiaohui Pei (2012). "Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant." *Energy* 48: 7.
- [6] Chaojun Wang, B. H., Linbo Yan, Xiaohui Pei, Shinan Chen (2014). "Thermodynamic analysis of a low-pressure economizer based waste heat recovery system for a coal-fired power plant." *Energy* 65: 11.
- [7] Dexin Wang, A. B., Walter Kunc, William Liss (2012). "Coal power plant flue gas waste heat and water recovery." *Applied Energy* 91(2012): 8.
- [8] Nurdil Eskin, A. G., Koray Özdemir (2009). "Effects of operational parameters on the thermodynamic performance of FBCC steam power plant." *Fuel* 88: 13.
- [9] Nurdil Eskin, A. G., Koray Özdemir (2009). "Thermodynamic analysis of a FBCC steam power plant." *Energy Conversion and Management* 50: 11.

- [10] Vladimir D. Stevanovic, T. W., Slawomir Muszynski, Milos Milic, Milorad Jovanovic (2014). "Efficiency and power upgrade by an additional high pressure economizer installation at an aged 620MWe lignite-fired power plant." *Energy* 66: 12.
- [11] Zhi-min Li, F.-z. S., Lei Ma, W. Wei, Fei Li (2016). "Low-pressure economizer increases fly ash collection efficiency in ESP." *Applied Thermal Engineering* 93: 9.
- [12] ประสิทธิ์ เกี้ยวสุนทร . การศึกษาและการออกแบบอีโคโนไมเซอร์โดยใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2012
- [13] Dimitar Kolev, N. K. (2002). "Performance characteristics of a new type of lamellar heat exchanger for the utilization of flue gas heat." *Applied Thermal Engineering* 22: 12.
- [14] Elnaz Norouzi, M. A. (2012). "Optimal thermodynamic and economic volume of a heat recovery steam generator byconstructal design." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39: 7.
- [15] Emanuele Martellia, E. A., Stefano Consonni (2011). "Numerical optimization of heat recovery steam cycles: Mathematical model, two-stage algorithm and applications." *Computers and Chemical Engineering* 35: 25.
- [16] John H. Lienhard IV, J. H. L. V. (2004). *A Heat Trasfer Textbook*. Cambridge, Massachusetts, U.S.A., Phlogiston Press: 762.
- [17] Juan I. Manassaldi, S. F. M., Nicolás J. Scenna (2011). "Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming." *Energy* 36: 11.
- [18] Kevin B. Jones, L. F. R., Sharon M. Swanson (2012). "Leaching of elements from bottom ash, economizer fly ash, and fly ash from two coal-fired power plants." *International Journal of Coal Geology* 94: 12.

- [19] Liu, W. (2013). "Failure analysis on the economisers of a biomass fuel boiler." *Engineering Failure Analysis* 31: 17.
- [20] M.C. Barma, M. R., R. Saidur, B.D. Long (2015). "Estimation of thermoelectric power generation by recovering waste heat from Biomass fired thermal oil heater." *Energy Conversion and Management* 98: 11.
- [21] Mukherjee, R. (2004). *Practical Thermal Design of Shell-and Tube Heat Exchangers*. G. F. Hewitt. U.S,A, Begell House,Inc.
- [22] Ortiz, F. J. G. (2011). "Modeling of fire-tube boilers." *Applied Thermal Engineering* 31: 16.
- [23] Peyman Sindareh-Esfahani, E. H.-S., Majid Saffar-Avval, Ali Ghaffari, Firooz Bakhtiari-Nejad (2014). "Cold start-up condition model for heat recovery steam generators." *Applied Thermal Engineering* 65(2014): 11.
- [24] Sadik Kakac, H. L., Anchasa Pramuanjareonkij (2012). *HEAT EXCHANGERS Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press,Taylor & Francis Group.
- [25] Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger : Design Handbook*. 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300 Boca Raton, FL 33487-2742, CRC Press, Taylor & Francis Group: 1274.
- [26] Yukun Hua, H. L., Jinyue Yana (2014). "Numerical investigation of heat transfer characteristics in utility boilers of oxy-coal combustion." *Applied Energy* 130: 9.
- [27] Abtin Ataei, N. T., Seyed Masoud Haji Seyedi, Seyed Majid Hashemian, ChangKyoo Yoo, M. Hassan Panjeshahi (2014). "A novel approach to hot oil system design for energy conservation." *Applied Thermal Engineering* 66: 12.



## ภาคผนวก



ภาคผนวก ก  
ข้อมูลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์



ตารางที่ ก.1 ข้อมูลการออกแบบฮีโรโนไมเซอร์ทางทฤษฎี

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
เชื้อเพลิง ถ่านหิน Sub Bituminous Coal			
ค่าความร้อนต่ำของถ่านหิน Sub Bituminous Coal	LHV	kcal/kg	5,800 ±100
ค่าความร้อนสูงของถ่านหิน Sub Bituminous Coal	HHV	kcal/kg	4,400 ±100
ปริมาณการใช้เชื้อเพลิงของหม้อต้มน้ำมันร้อน	$\dot{m}_{fuel}$	Kg/h	450
ก๊าซเสีย			
ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์	CO	ppm	230
อากาศส่วนเกิน		%	30-40
อัตราการไหลของก๊าซเสีย	$\dot{m}_f$	kg/s	1.24 -1.57
อุณหภูมิก๊าซเสีย (ก่อนเข้าฮีโรโนไมเซอร์)	$T_{f,i}$	°C	230
อุณหภูมิก๊าซเสีย (หลังออกจากฮีโรโนไมเซอร์)	$T_{f,o}$	°C	150
ความร้อนจำเพาะของก๊าซเสียเฉลี่ย	$C_{p,f}$	J/kg-K	1,047
ค่าความหนาแน่นของก๊าซเสีย	$\rho_{flue\ gas}$	kg/m <sup>3</sup>	0.76156
ค่าความหนืด	$\mu$	Kg/m-s	0.000025731
ค่าการนำความร้อน	$k$	w/m-K	0.037462
Prandtl Number	Pr		0.70329
น้ำป้อนเข้าฮีโรโนไมเซอร์			
อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า	$T_{w,i}$	°C	40
อุณหภูมิน้ำขาออกที่ต้องการ	$T_{w,o}$	°C	105
อัตราการไหล	$\dot{m}_w$	kg/s	0.4167
ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ	$C_{p,w}$	J/kg-K	4,229
ค่าความหนาแน่น	$\rho_w$	kg/m <sup>3</sup>	976.17
ค่าความหนืด	$\mu$	Kg/m-s	0.0003956
ค่าการนำความร้อน	$k$	w/m-K	0.66413
Prandtl Number	Pr		2.5012

ตารางที่ ก.2 ผลการคำนวณและออกแบบอีโคโนไมเซอร์ทางทฤษฎี

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการจุกความร้อนของไหลกระแสน้ำ (น้ำป้อน)	$C_c$	w/K	1,747.040
อัตราการจุกความร้อนของไหลกระแสน้ำร้อน (ก๊าซเสีย)	$C_h$	w/K	1,441.088
อัตราการจุกความร้อนน้อยสุด	$C_{min}$	w/K	1,441.088
อัตราการจุกความร้อนมากที่สุด	$C_{max}$	w/K	1,747.040
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง	$Q_a$	kW	114.53
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	$Q_{max}$	kW	
$C_{min}/C_{max}$	c		0.82487
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	$\epsilon$		0.4088
หน่วยการถ่ายเท	NTU		0.6993
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ	OD	mm	60.3
ความหนาของท่อ	t	mm	3.38
จำนวนท่อต่อแถว	$N_L$		61
จำนวนแถว	$N_T$		10
ความยาวท่อ	L	m	2.00
ค่าการนำความร้อนของท่อ (Carbon Steel)	k	W/m-K	80.2
Fouling Factor ด้านน้ำ	$R_{f,i}$	$m^2-K/W$	0.0002
Fouling Factor ด้านก๊าซร้อน	$R_{f,o}$	$m^2-K/W$	0.0004
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	U	$W/m^2-K$	19.036
พื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	A	$m^2$	129.55
ความเร็วน้ำในท่อ	$V_w$	m/s	0.0005
ความเร็วก๊าซเสียนอกท่อ	$V_f$	m/s	0.8097
Reynolds Number น้ำในท่อ	Re		329
Reynolds Number ก๊าซเสียนอกท่อ	Re		1573.09

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำในท่อ	$h_i$	W/m <sup>2</sup> -K	116.64
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซเสียนอกท่อ	$h_o$	W/m <sup>2</sup> -K	24.339
Transverse Pitch	$S_T$	mm	38
Longitudinal Pitch	$S_L$	mm	76
Diagonal Pitch	$S_D$	mm	80
ความดันตกของก๊าซไอเสีย	$\Delta P_o$	kPa	0.023
ความดันตกของน้ำในท่อ	$\Delta P_o$	kPa	0.005



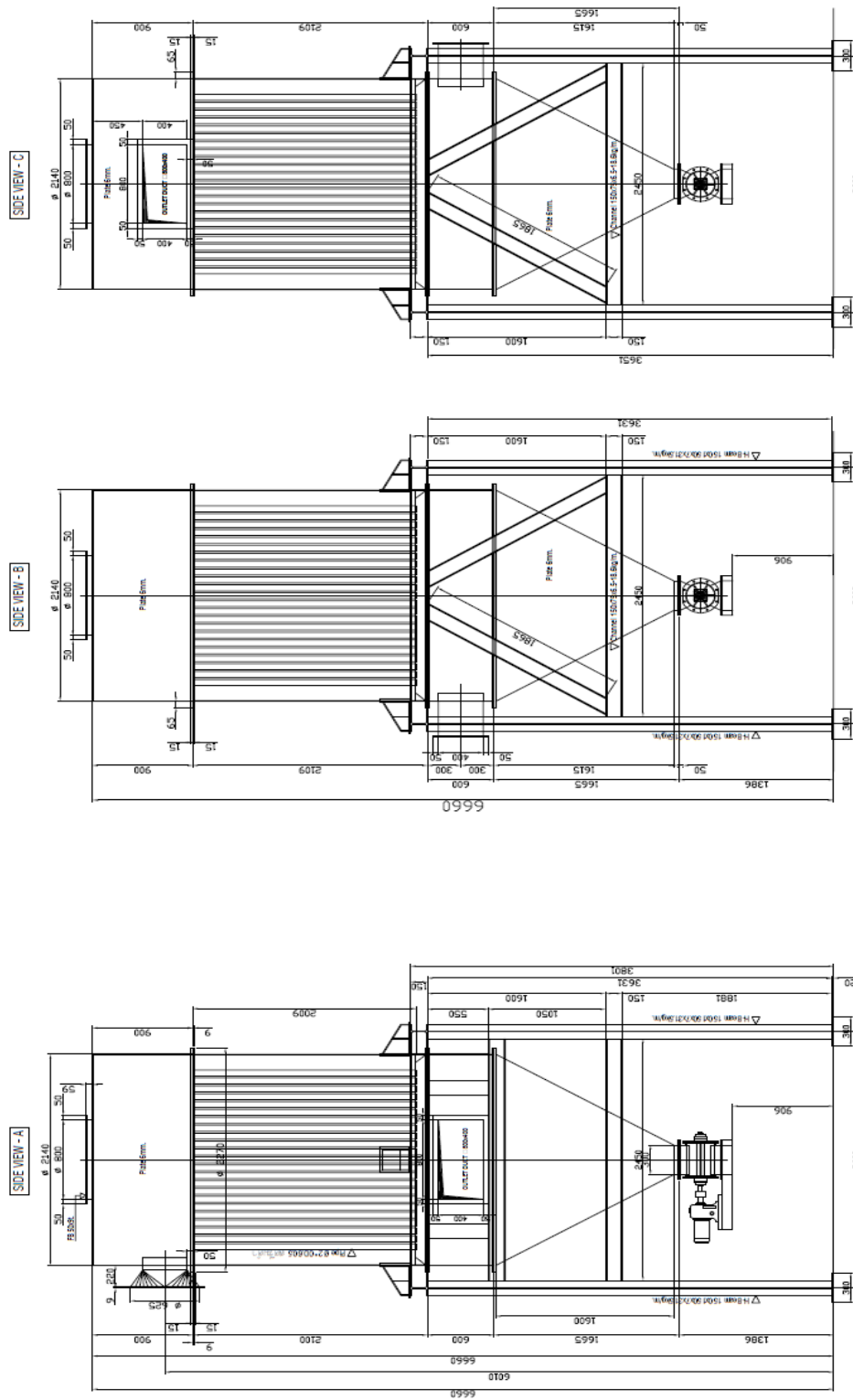
ตารางที่ ก.3 ผลการออกแบบอีโคโนไมเซอร์ที่ปรับปรุงแล้ว

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการไหลของน้ำป้อน	$\dot{m}_w$	kg/s	0.3434
อัตราการไหลของก๊าซเสีย	$\dot{m}_f$	kg/s	1.408
อุณหภูมิน้ำเข้าอีโคโนไมเซอร์	$T_{w,i}$	°C	34
อุณหภูมิน้ำขาออกอีโคโนไมเซอร์	$T_{w,o}$	°C	110
อุณหภูมิก๊าซร้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์	$T_{f,i}$	°C	214
อุณหภูมิก๊าซร้อนออกจากอีโคโนไมเซอร์	$T_{f,o}$	°C	147
ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์	$\varepsilon$		0.4149
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเท	NTU		0.6926
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ	OD	mm	33.4
ความหนาของท่อ	t	mm	3.38
จำนวนท่อต่อแถว	$N_L$		61
จำนวนแถว	$N_T$		10
ความยาวท่อ	L	m	2.00
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n		610
พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	A	m <sup>2</sup>	129.55
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำในท่อ	$h_i$	W/m <sup>2</sup> -K	116.64
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนก๊าซเสียนอกท่อ	$h_o$	W/m <sup>2</sup> -K	24.339
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	U	W/m <sup>2</sup> -K	19.036
Transverse Pitch	$S_T$	mm	38
Longitudinal Pitch	$S_L$	mm	76
Diagonal Pitch	$S_D$	mm	80

ตารางที่ ก.4 คุณสมบัติของอีโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง

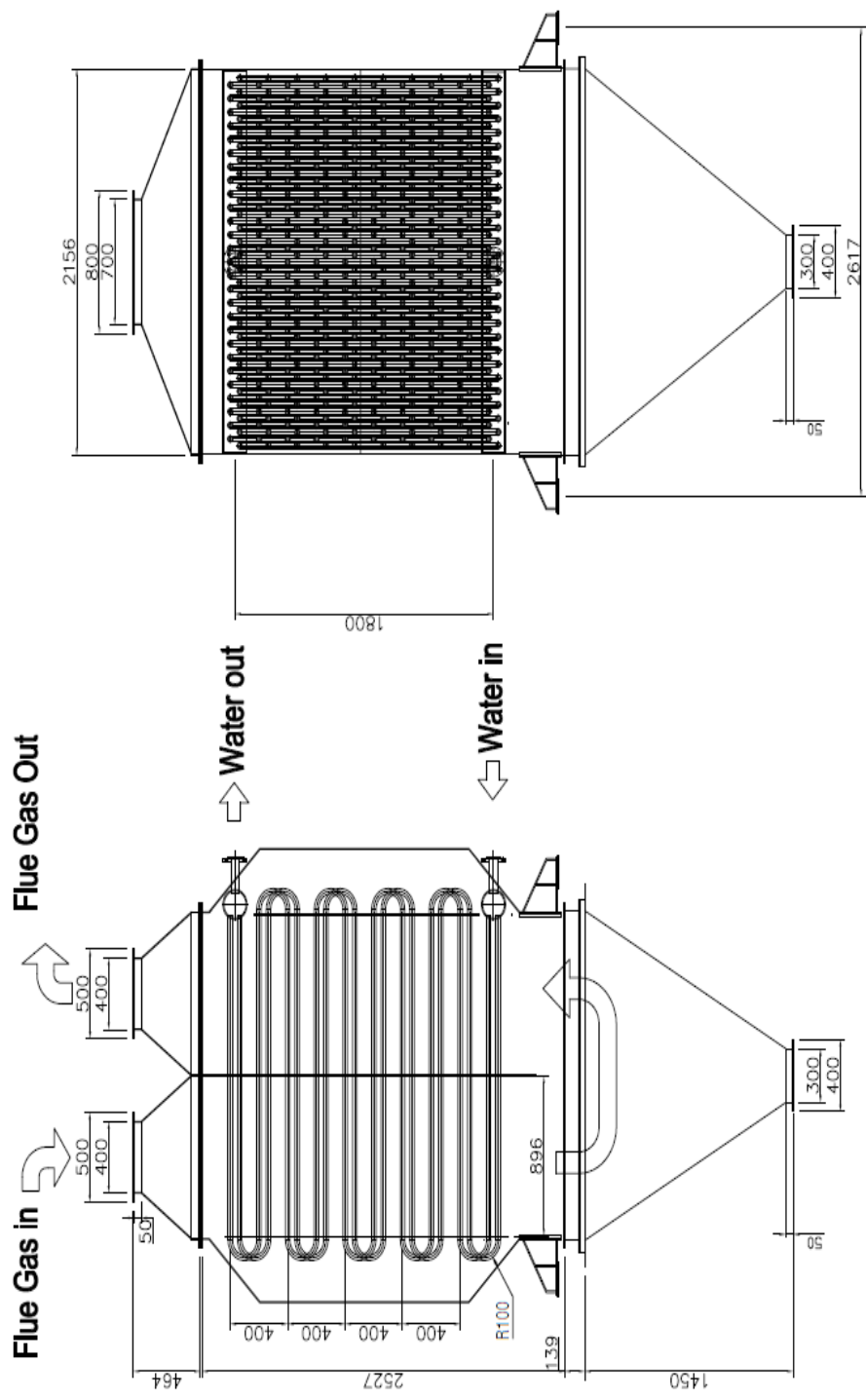
รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการไหลของน้ำป้อน	$\dot{m}_w$	kg/s	0.3321
อัตราการไหลของก๊าซเสีย	$\dot{m}_f$	kg/s	1.408
อุณหภูมิน้ำเข้าอีโคโนไมเซอร์	$T_{w,i}$	°C	38
อุณหภูมิน้ำออกอีโคโนไมเซอร์	$T_{w,o}$	°C	104
อุณหภูมิก๊าซร้อนเข้าอีโคโนไมเซอร์	$T_{f,i}$	°C	199.8
อุณหภูมิก๊าซร้อนออกจากอีโคโนไมเซอร์	$T_{f,o}$	°C	132.12
ประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์	$\varepsilon$		0.3885
ตัวเลขหน่วยการถ่ายเท	NTU		0.6157
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ	OD	mm	60.3
ความหนาของท่อ	t	mm	3.91
จำนวนท่อต่อแถว	$N_L$		317
จำนวนแถว	$N_T$		1
ความยาวท่อ	L	m	2.00
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n		317
พื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมด	A	m <sup>2</sup>	112.32
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซร้อนในท่อ	$h_i$	W/m <sup>2</sup> -K	86.3933
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำนอกท่อ	$h_o$	W/m <sup>2</sup> -K	10.083
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	U	W/m <sup>2</sup> -K	7.9232
Transverse Pitch	$S_T$	mm	80
Longitudinal Pitch	$S_L$	mm	96
Diagonal Pitch	$S_D$	mm	160

รูปที่ ก1 แสดงรายละเอียดของอีโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง



รูปที่ ก2 แสดงรายละเอียดของอีโคโนไมเซอร์หลังการปรับปรุง

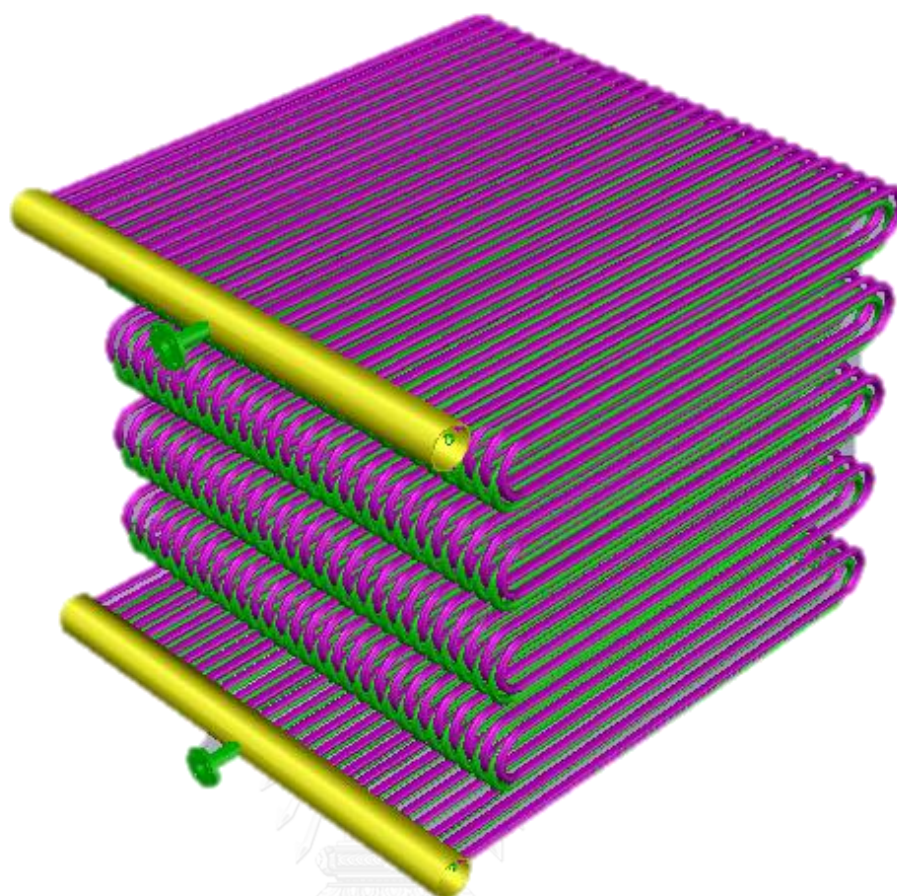




SIDE VIEW

FRONT VIEW

รูปที่ 3 แสดงส่วนประกอบของอีโคโนไมเซอร์หลังการปรับปรุง



ภาคผนวก ข  
ข้อมูลการตรวจวัดไอโคโนไมเซอร์ก่อนการปรับปรุง



ตาราง ข1 ตารางบันทึกอุณหภูมิน้ำป้อน ก๊าซเสีย เข้าและออกจากอีโคโนไมเซอร์ ก่อนการปรับปรุง

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
16-08-2016	13:36	99507.9		38	104	204	129
16-08-2016	13:41			38	104	199	129
16-08-2016	13:46			38	104	198	129
16-08-2016	13:51			38	104	197	131
16-08-2016	13:56			38	104	197	132
16-08-2016	14:01			38	104	197	132
16-08-2016	14:06	99508.4	1.0	38	104	200	135
16-08-2016	14:11			38	104	203	142
16-08-2016	14:16			38	104	197	131
16-08-2016	14:21			38	104	195	131
16-08-2016	14:26			38	104	198	133
16-08-2016	14:31			38	104	201	135
16-08-2016	14:36	99509.1	1.4	38	104	204	136
16-08-2016	14:41			38	104	205	137
16-08-2016	14:46			38	104	204	129
16-08-2016	14:51			38	104	201	128
16-08-2016	14:56			38	104	199	127
16-08-2016	15:01			38	104	198	130
16-08-2016	15:06	99509.8	1.4	38	104	198	131
16-08-2016	15:11			38	104	199	134
16-08-2016	15:16			38	104	199	133
16-08-2016	15:21			38	104	201	134
16-08-2016	15:26			38	104	202	135

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
16-08-2016	15:31			38	104	203	136
16-08-2016	15:36	99510.3	1.0	38	104	204	141
16-08-2016	15:41			38	104	193	127
16-08-2016	15:46			38	104	191	127
16-08-2016	15:51			38	104	194	132
16-08-2016	15:56			38	104	198	134
16-08-2016	16:01			38	104	201	126
16-08-2016	16:06	99511.1	1.6	38	104	180	121
16-08-2016	16:11			38	104	196	134
16-08-2016	16:16			38	104	203	135
16-08-2016	16:21			38	104	207	128
16-08-2016	16:26			38	104	201	130
16-08-2016	16:31			38	104	201	126
16-08-2016	16:36	99511.7	1.2	38	104	197	126
16-08-2016	16:41			38	104	199	127
16-08-2016	16:46			38	104	198	128
16-08-2016	16:51			38	104	197	130
16-08-2016	16:56			38	104	201	135
16-08-2016	17:01			38	104	199	132
16-08-2016	17:06	99512.2	1.0	38	104	202	135
16-08-2016	17:11			38	104	203	136
16-08-2016	17:16			38	104	205	137
16-08-2016	17:21			38	104	205	137
16-08-2016	17:26			38	104	206	137

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
16-08-2016	17:31			38	104	206	137
16-08-2016	17:36	99512.8	1.2	38	104	206	137
		Average =	1.225	38.00	104.00	199.84	132.12
17-08-2016	09:00	99530.2		36	67	197	138
17-08-2016	09:05			36	67	198	138
17-08-2016	09:10			36	66	200	139
17-08-2016	09:15			36	66	203	148
17-08-2016	09:20			36	66	195	135
17-08-2016	09:25			36	66	199	139
17-08-2016	09:30	99531.5	2.6	36	66	203	141
17-08-2016	09:35			36	66	207	142
17-08-2016	09:40			36	66	204	133
17-08-2016	09:45			36	66	199	137
17-08-2016	09:50			36	66	197	131
17-08-2016	09:55			36	66	198	133
17-08-2016	10:00	99532.5	2.0	36	66	197	132
17-08-2016	10:05			36	66	197	132
17-08-2016	10:10			36	66	199	139
17-08-2016	10:15			36	66	197	134
17-08-2016	10:20			36	67	201	139
17-08-2016	10:25			36	67	203	140
17-08-2016	10:30	99533.7	2.4	36	67	204	141
17-08-2016	10:35			36	67	205	141

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
17-08-2016	10:40			36	67	205	139
17-08-2016	10:45			36	67	201	139
17-08-2016	10:50			36	67	204	141
17-08-2016	10:55			36	67	205	141
17-08-2016	11:00	99535.3	3.2	36	67	207	148
17-08-2016	11:05			36	67	197	135
17-08-2016	11:10			36	67	195	135
17-08-2016	11:15			36	67	198	138
17-08-2016	11:20			36	67	205	142
17-08-2016	11:25			36	67	210	143
17-08-2016	11:30	99536.5	2.4	36	67	204	133
17-08-2016	11:35			36	67	199	132
17-08-2016	11:40			36	67	199	133
17-08-2016	11:45			36	67	198	136
17-08-2016	11:50			36	67	198	137
17-08-2016	11:55			36	67	199	138
17-08-2016	12:00	99537.8	2.6	36	67	201	140
17-08-2016	12:05			36	67	203	141
17-08-2016	12:10			36	67	203	139
17-08-2016	12:15			36	67	203	145
17-08-2016	12:20			36	67	193	134
17-08-2016	12:25			36	67	197	138
17-08-2016	12:30	99538.9	2.2	36	67	201	140
17-08-2016	12:35			36	67	206	143

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
17-08-2016	12:40			36	67	211	145
17-08-2016	12:45			36	67	214	141
17-08-2016	12:50			36	67	207	134
17-08-2016	12:55			36	67	206	136
17-08-2016	13:00	99540.0	3.2	36	67	204	35
		Average =	2.575	36.00	66.71	201.55	136.18
18-08-2016	08:05	99566.6		38	63	208	138
18-08-2016	08:10			38	64	202	133
18-08-2016	08:15			38	63	198	132
18-08-2016	08:20			38	63	195	131
18-08-2016	08:25			38	63	192	129
18-08-2016	08:30			38	63	189	128
18-08-2016	08:35	99568.1	3.0	38	63	193	133
18-08-2016	08:40			38	63	193	137
18-08-2016	08:45			38	63	196	139
18-08-2016	08:50			38	63	198	139
18-08-2016	08:55			38	63	200	140
18-08-2016	09:00			38	63	201	141
18-08-2016	09:05	99569.6	3.0	38	63	203	142
18-08-2016	09:10			38	63	204	142
18-08-2016	09:15			38	63	204	148
18-08-2016	09:20			38	63	201	140
18-08-2016	09:25			38	63	207	144



วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
18-08-2016	09:30			38	63	212	146
18-08-2016	09:35	99571.1	3.0	38	63	208	129
18-08-2016	09:40			38	63	183	126
18-08-2016	09:45			38	63	204	144
18-08-2016	09:50			38	63	208	137
18-08-2016	09:55			38	63	206	136
18-08-2016	10:00			38	63	204	135
18-08-2016	10:05	99572.6	3.0	38	63	201	133
18-08-2016	10:10			38	63	203	140
18-08-2016	10:15			38	63	207	145
18-08-2016	10:20			38	63	208	145
18-08-2016	10:25			38	63	208	145
18-08-2016	10:30			38	63	206	144
18-08-2016	10:35	99574.1	3.0	38	63	206	145
18-08-2016	10:40			38	64	203	141
18-08-2016	10:45			38	64	197	138
18-08-2016	10:50			38	64	194	138
18-08-2016	10:55			38	64	195	139
18-08-2016	11:00			38	64	198	141
18-08-2016	11:05	99575.6	3.0	38	64	202	143
18-08-2016	11:10			38	64	205	144
18-08-2016	11:15			38	64	207	145
18-08-2016	11:20			38	64	208	145
18-08-2016	11:25			38	64	210	146

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
18-08-2016	11:30			38	64	212	147
18-08-2016	11:35	99577.2	3.2	38	64	212	148
		Average =	3.029	38	63.302 33	202.11 6279	139.55 814



ตาราง ข 2 ตารางบันทึกข้อมูล ความดันของน้ำป้อนและก๊าซไอเสีย ขาเข้าและขาออกก่อนปรับปรุง  
อีโคโนไมเซอร์

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	ความดันของน้ำป้อน (bar)		ความดันของก๊าซร้อน (mm WC)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
16-08-2016	13:36	99507.9		3.3	3.0	125	146
16-08-2016	14:06	99508.4	1.0	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	14:36	99509.1	1.4	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	15:06	99509.8	1.4	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	15:36	99510.3	1.0	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	16:06	99511.1	1.6	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	16:36	99511.7	1.2	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	17:06	99512.2	1.0	3.3	3.0	125	146
16-08-2016	17:36	99512.8	1.2	3.3	3.0	125	146
17-08-2016	09:00	99530.2		3.4	3.0	125	146
17-08-2016	10:00	99532.5	2.0	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	10:30	99533.7	2.4	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	11:00	99535.3	3.2	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	11:30	99536.5	2.4	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	12:00	99537.8	2.6	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	12:30	99538.9	2.2	3.4	3.0	125	146
17-08-2016	13:00	99540.0	3.2	3.4	3.0	125	146
18-08-2016	08:05	99566.6		3.6	2.9	125	146
18-08-2016	08:35	99568.1	3.0	3.6	2.9	125	146
18-08-2016	09:35	99571.1	3.0	3.6	2.9	125	146
18-08-2016	10:05	99572.6	3.0	3.6	2.9	125	146

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	ความดันของน้ำป้อน (bar)		ความดันของก๊าซร้อน (mm WC)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
18-08-2016	10:35	99574.1	3.0	3.6	2.9	125	146
18-08-2016	11:05	99575.6	3.0	3.6	2.9	125	146
18-08-2016	11:35	99577.2	3.2	3.6	2.9	125	146



ภาคผนวก ค

ข้อมูลการตรวจวัดไอโคโนไมเซอร์หลังการปรับปรุง



ตาราง ค1 ตารางบันทึกอุณหภูมิน้ำป้อน ก๊าซเสีย และความดันเข้าออกจากอีโคโนไมเซอร์  
หลังการปรับปรุง

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
08-02-2017	09:00	104402.4		36	110	196	146
08-02-2017	09:05			36	110	205	149
08-02-2017	09:10			36	110	209	149
08-02-2017	09:15			36	109	210	149
08-02-2017	09:20			36	109	212	150
08-02-2017	09:25			36	109	215	149
08-02-2017	09:30	104403	1.2	36	110	212	144
08-02-2017	09:35			36	109	211	145
08-02-2017	09:40			36	109	213	148
08-02-2017	09:45			36	109	215	148
08-02-2017	09:50			36	109	216	148
08-02-2017	09:55			36	108	217	148
08-02-2017	10:00	104403.7	1.4	36	108	216	145
08-02-2017	10:05			36	108	215	148
08-02-2017	10:10			36	108	205	137
08-02-2017	10:15			36	108	209	140
08-02-2017	10:20			36	108	212	141
08-02-2017	10:25			36	110	213	142
08-02-2017	10:30	104404.4	1.3	36	110	214	142
08-02-2017	10:35			36	110	215	143
08-02-2017	10:40			36	110	217	144
08-02-2017	10:45			36	111	218	144

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
08-02-2017	10:50			36	110	218	144
08-02-2017	10:55			36	107	217	148
08-02-2017	11:00	104404.9	1.1	36	107	216	149
08-02-2017	11:05			36	108	217	150
08-02-2017	11:10			36	108	217	150
08-02-2017	11:15			36	109	219	151
08-02-2017	11:20			36	110	219	150
08-02-2017	11:25			36	111	218	151
08-02-2017	11:30	104405.5	1.2	36	111	218	152
08-02-2017	11:35			36	111	219	152
08-02-2017	11:40			36	111	219	153
08-02-2017	11:45			36	111	220	153
08-02-2017	11:50			36	110	221	154
08-02-2017	11:55			36	110	222	154
08-02-2017	12:00	104406.2	1.4	36	110	222	155
		Average =	1.267	36.00	109.3 5	214.78	147.70
09-02-2017	09:00	104432.9		37	75	223	156
09-02-2017	09:05			37	75	219	152
09-02-2017	09:10			37	75	218	151
09-02-2017	09:15			37	75	216	151
09-02-2017	09:20			37	75	218	152
09-02-2017	09:25			37	75	217	151

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
09-02-2017	09:30	104434.1	2.4	37	75	215	150
09-02-2017	09:35			37	75	213	154
09-02-2017	09:40			37	75	205	141
09-02-2017	09:45			37	75	206	144
09-02-2017	09:50			37	75	213	149
09-02-2017	09:55			37	75	219	151
09-02-2017	10:00	104435.3	2.4	37	75	224	152
09-02-2017	10:05			37	75	218	139
09-02-2017	10:10			37	75	215	142
09-02-2017	10:15			37	75	212	139
09-02-2017	10:20			37	75	209	137
09-02-2017	10:25			37	75	208	143
09-02-2017	10:30	104436.5	2.4	37	75	211	152
09-02-2017	10:35			37	75	202	138
09-02-2017	10:40			37	75	201	139
09-02-2017	10:45			37	75	206	142
09-02-2017	10:50			37	75	211	145
09-02-2017	10:55			37	75	216	147
09-02-2017	11:00	104437.7	2.4	37	75	220	143
09-02-2017	11:05			37	75	187	102
09-02-2017	11:10			37	75	207	145
09-02-2017	11:15			37	76	219	148
09-02-2017	11:20			37	76	214	137
09-02-2017	11:25			37	76	209	134



วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
09-02-2017	11:30	104438.9	2.4	37	76	210	139
09-02-2017	11:35			37	76	210	138
09-02-2017	11:40			37	76	210	139
09-02-2017	11:45			37	76	212	143
09-02-2017	11:50			37	76	214	143
09-02-2017	11:55			37	76	212	141
09-02-2017	12:00	104440.2	2.6	37	76	211	140
		Average =	2.43	37.00	75.27	212.16	143.49
10-02-2017	09:00	104464.6		38	67	187	137
10-02-2017	09:05			38	67	204	144
10-02-2017	09:10			38	66	213	147
10-02-2017	09:15			38	68	214	138
10-02-2017	09:20			38	68	208	135
10-02-2017	09:25			38	68	207	135
10-02-2017	09:30	104466.1	3	38	68	204	133
10-02-2017	09:35			38	68	202	139
10-02-2017	09:40			38	68	201	132
10-02-2017	09:45			38	68	202	139
10-02-2017	09:50			38	68	202	139
10-02-2017	09:55			38	68	202	141
10-02-2017	10:00	104467.6	3	38	68	204	143
10-02-2017	10:05			38	68	205	144

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
10-02-2017	10:10			38	68	207	144
10-02-2017	10:15			38	68	209	146
10-02-2017	10:20			38	68	210	146
10-02-2017	10:25			38	68	212	148
10-02-2017	10:30	104469	2.8	38	68	216	154
10-02-2017	10:35			38	68	207	142
10-02-2017	10:40			38	68	212	146
10-02-2017	10:45			38	67	218	149
10-02-2017	10:50			38	67	215	137
10-02-2017	10:55			38	67	209	134
10-02-2017	11:00	104470.6	3.2	38	67	205	132
10-02-2017	11:05			38	67	204	133
10-02-2017	11:10			38	67	203	133
10-02-2017	11:15			38	67	201	132
10-02-2017	11:20			38	67	200	137
10-02-2017	11:25			38	67	201	139
10-02-2017	11:30	104472.1	3	38	67	205	142
10-02-2017	11:35			38	67	203	140
10-02-2017	11:40			38	67	207	145
10-02-2017	11:45			38	67	207	142
10-02-2017	11:50			38	67	207	143
10-02-2017	11:55			38	67	208	143
10-02-2017	12:00	104475.2	3.1	38	67	206	141

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตราการ ไหล (m <sup>3</sup> /h)	อุณหภูมิน้ำป้อน (°C)		อุณหภูมิก๊าซเสีย (°C)	
				ขาเข้า	ขาออก	ขาเข้า	ขาออก
		Average =	3.017	38.00	67.46	206.14	140.38



ตาราง ค2 ตารางบันทึกข้อมูล ความดันของน้ำป้อน ก๊าซไอเสีย ขาเข้าและขาออก หลังปรับปรุงอีโค โนไมเซอร์

วัน เดือน ปี	เวลา	มิเตอร์น้ำ ป้อน (m <sup>3</sup> )	อัตรา การไหล (m <sup>3</sup> /h)	ความดันของน้ำป้อน		ความดันของก๊าซร้อน	
				ขาเข้า (bar)	ขาออก (bar)	ขาเข้า (mm WC)	ขาออก (mm WC)
08-02-2017	09:00	104402.4		3.2	2.7	130	164
08-02-2017	09:30	104403.0	1.2	3.2	2.7	130	164
08-02-2017	10:00	104403.7	1.4	3.2	2.7	130	164
08-02-2017	10:30	104404.4	1.3	3.2	2.7	130	164
08-02-2017	11:00	104404.9	1.1	3.2	2.7	130	164
08-02-2017	11:30	104405.5	1.2	3.2	2.7	130	164
08-02-2017	12:00	104406.2	1.4	3.2	2.7	130	164
09-02-2017	09:00	104432.9		3.3	2.5	133	164
09-02-2017	09:30	104434.1	2.4	3.3	2.5	133	164
09-02-2017	10:00	104435.3	2.4	3.3	2.5	133	164
09-02-2017	10:30	104436.5	2.4	3.3	2.5	133	164
09-02-2017	11:00	104437.7	2.4	3.3	2.5	133	164
09-02-2017	11:30	104438.9	2.4	3.3	2.5	133	164
09-02-2017	12:00	104440.2	2.6	3.3	2.5	133	164
10-02-2017	09:00	104464.6		3.4	2.4	134	165
10-02-2017	09:30	104466.1	3.0	3.4	2.4	134	165
10-02-2017	10:00	104467.6	3.0	3.4	2.4	134	165
10-02-2017	10:30	104469	2.8	3.4	2.4	134	165
10-02-2017	11:00	104470.6	3.2	3.4	2.4	134	165
10-02-2017	11:30	104472.1	3.0	3.4	2.4	134	165
10-02-2017	12:00	104475.2	3.1	3.4	2.4	134	165

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายพนม ชูเชิต เกิดเมื่อวันที่ 5 ธันวาคม พ.ศ. 2518 ที่จังหวัดสุโขทัย สำเร็จการศึกษา  
ระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ จังหวัดเชียงใหม่ เมื่อปีการศึกษา 2540 และเข้า  
ศึกษาต่อหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2556





จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
CHULALONGKORN UNIVERSITY