



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การประหยัดพลังงานในอุตสาหกรรมอาหาร
ระบบการนำความร้อนกลับมาใช้ของน้ำ Blow down หม้อไอน้ำ

โดย

อ. ดร. มนต์ทิพย์ ชำของ
ผศ. ดร. ชงไชย ศรีนพคุณ
นาย เกษม เสรีภาพสากล

ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร คณะวิศวกรรมศาสตร์กำแพงแสน
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน
จ. นครปฐม

พฤษภาคม พ.ศ. 2547

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การประหยัดพลังงานในอุตสาหกรรมอาหาร
ระบบการนำความร้อนกลับมาใช้ของน้ำ Blow down หม้อไอน้ำ

คณะผู้วิจัย

1. อ. ดร. มนต์ทิพย์ ชำชอง ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร
คณะวิศวกรรมศาสตร์กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
วิทยาเขตกำแพงแสน จ. นครปฐม
2. ผศ.ดร. ธงไชย ศรีนพคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเคมี
คณะวิศวกรรมศาสตร์กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
วิทยาเขตกำแพงแสน จ. นครปฐม
3. นาย เกษม เสรีภาพสากล ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร
คณะวิศวกรรมศาสตร์กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
วิทยาเขตกำแพงแสน จ. นครปฐม

ชุดโครงการสนับสนุนผู้ปฏิบัติการวิจัยในภาคอุตสาหกรรม
สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)
(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

บทคัดย่อ

หม้อไอน้ำเป็นต้นกำเนิดพลังงานที่สำคัญในโรงงานอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งกระบวนการผลิตไอน้ำจะเกิดการสูญเสียพลังงานขึ้น เนื่องจากสาเหตุหลายประการ เช่น ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ คุณภาพและอุณหภูมิของน้ำป้อน งานวิจัยนี้จึงมีจุดมุ่งหมายที่จะนำพลังงานสูญเสียจากส่วนของการ boil-off ของหม้อไอน้ำกลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์ โดยนำน้ำ boil-off แบบต่อเนื่องมาผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ จากการศึกษาเบื้องต้นได้ข้อสรุปว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อเหมาะสมที่จะใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีนี้ และจากการรวบรวมข้อมูลกรณีศึกษาในโรงงานอุตสาหกรรมอาหารแห่งหนึ่ง พบว่าโรงงานมีอัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำร้อนจากระบบ boil-off แบบต่อเนื่องเท่ากับ 186.6 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ซึ่งมีอุณหภูมิเฉลี่ย 88.2 °C ส่วนอัตราการไหลของน้ำป้อนสู่ถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำเฉลี่ยเท่ากับ 1,704.6 กิโลกรัมต่อชั่วโมง และมีอุณหภูมิเฉลี่ย 37.9 °C ซึ่งข้อมูลนี้เมื่อนำไปประมวลผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นเป็นการเฉพาะ สำหรับช่วยในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ ทำให้ได้ข้อมูลเบื้องต้นที่จำเป็นต้องใช้ในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ หลังจากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อที่สร้างขึ้น พบว่ามีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน 98.3 เปอร์เซ็นต์ และมีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน 77.3 เปอร์เซ็นต์ สามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำจาก 37.9 °C เป็น 42.1 °C ซึ่งคิดเป็นพลังงานความร้อน 29,899 กิโลจูลต่อชั่วโมง เทียบเท่ากับปริมาณน้ำมันเตา (เกรด C) 0.752 ลิตรต่อชั่วโมง เมื่อวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นวิเคราะห์ พบว่าตลอดระยะเวลาโครงการ 5 ปี จะสามารถประหยัดน้ำมันเตา 3,349.2 ลิตร ซึ่งคิดเป็นมูลค่า 89,222.81 บาท โดยมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ 33,111.96 บาท ผลตอบแทนภายใน 25.62 เปอร์เซ็นต์ และสามารถคืนทุนในระยะเวลา 1.93 ปี

Abstract

Boiler is the main power supply in food industries. However there is the loss of energy during operation caused by its efficiency, quality and temperature of feed water. Therefore objective of this research was to do the energy recovery from boiler blow down water. The continuous blow down water was transferred to have the heat exchanged to increased temperature of boiler feed water. During preliminary study, it was concluded that the shell and tube type of heat exchanger was suitable to be used in such a case. In addition, data from a food industry as a case study was collected. It was found that average rate and temperature of water blow down were 186.6 kg/hr and 88.2 °C respectively and average rate and temperature of boiler feed water were 1,704.6 kg/s and 37.9 °C respectively. Computer program was developed to design shell and tube of heat exchanger type. Obtained data from this program was used to construct the prototype of heat exchanger. After the tests performing at the food industry, it was found that heat exchanger efficiency and effectiveness were 98.3 % and 77.3 % respectively. Temperature of boiler feed water was able to increased from 37.9 to 42.1 °C which was equivalent to the energy recovery of 29,899 kJ/hr or the use of fuel oil, grade C of 0.752 liter/hr. Later economic analysis was also carried out by the computer program developed in this research. For 5 years project, fuel oil grade C can be save up to 3,349.2 liters which is equivalent to 89,222.81 baht. Its net present value, internal rate of return and payback period of this project are 33,113.96 baht, 25.62 % and 1.93 years respectively.

สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(3)
สารบัญภาพ	(5)
คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ	(10)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
พลังงานความร้อนสูญเสียของหม้อไอน้ำ	4
การลดพลังงานความร้อนสูญเสียของหม้อไอน้ำ	12
การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	38
อุปกรณ์และวิธีการ	42
อุปกรณ์	42
วิธีการ	43
การเก็บข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการคำนวณ	43
การสอบเทียบเครื่องมือวัด	46
แผนผังของโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ	47
ผลและวิจารณ์	54
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	54
การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	62
การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	76
การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงาน	80
สรุปและข้อเสนอแนะ	85
สรุป	85
ข้อเสนอแนะ	86
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	87

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก	90
ภาคผนวก ก การใช้งานโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ	91
ภาคผนวก ข ขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทดสอบ	113
ภาคผนวก ค ข้อมูลประกอบการคำนวณ	120
ภาคผนวก ง ผลการสอบเทียบเครื่องมือวัด	130
ภาคผนวก จ การทดสอบโปรแกรม	134

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	ค่าจำกัดสูงสุดสำหรับคุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำ	7
2	ค่าคุณภาพน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	8
3	คุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำ	8
4	ขนาดส่วนประกอบของถังแฟลช	17
5	ความเร็วการไหลมาตรฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	28
6	ข้อมูลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับป้อนในโปรแกรม	58
7	ผลการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากโปรแกรม	59
8	ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที	64
9	ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 25 ลิตรต่อนาที	64
10	ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 30 ลิตรต่อนาที	65
11	ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 33.3 ลิตรต่อนาที	65
12	ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที	72
13	ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 25 ลิตรต่อนาที	73
14	ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 30 ลิตรต่อนาที	73
15	ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 35 ลิตรต่อนาที	74

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่		หน้า
16	ตารางสรุปผลการทดสอบ ณ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้า 28 °C และ 32 °C ที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อน 4.1 ลิตรต่อนาทีและอัตราการไหลด้านน้ำเย็นที่ 19.5 ลิตรต่อนาที	76
17	ข้อมูลสำหรับการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	77
18	ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	77
19	แสดงรายรับ – จ่าย ของโครงการ เมื่อกำหนดระยะเวลาโครงการตั้งแต่ 1 ปี จนถึง 5 ปี	79
20	ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับติดตั้งในระบบไอน้ำของโรงงาน	80
21	ข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงาน	84
ตารางผนวกที่		
ก1	ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อ (n) กับค่าอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางเซลล์กับระยะห่างระหว่างท่อ (Ds/S) และลักษณะการจัดวางกลุ่มท่อ (Configuration)	121
ก2	ขนาดมาตรฐานของ ท่อความดัน (STPG) ท่อความดันสูง (STS) ท่ออุณหภูมิสูง (STPT) ท่อเหล็กกล้าคาร์บอน (STPA) ท่ออุณหภูมิต่ำ (STPL)	125
ก3	ขนาดมาตรฐานของท่อสแตนเลส (SUS-TP, HTP, LTP, STP, JITP)	126
ก4	สมบัติทางกายภาพของน้ำ ณ ความดันบรรยากาศ	127
ก5	สมบัติทางกายภาพของโลหะ	128
ก6	สมบัติทางกายภาพของไอน้ำอิ่มตัว	129
จ1	การเปรียบเทียบผลการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างค่าจากตัวอย่างกับค่าที่ได้จากโปรแกรม	135

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	แสดงโครงสร้างของหม้อไอน้ำแบบท่อไฟเล็กและท่อไฟใหญ่	10
2	ลักษณะการทำงานของถังแฟลช	14
3	กราฟไอน้ำแฟลช	15
4	ขนาดถังแฟลช	16
5	ส่วนประกอบของถังแฟลช	17
6	แสดงโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดการไหลหนึ่งกลับในเซลล์	30
7	ลักษณะการจัดวาง Header - sheet ของกลุ่มท่อชนิด Equilateral Triangular	33
8	แสดงการติดตั้งระบบการทำงานของกร โบล์ดาวน์	
	ชนิด Continuous Blow Down	44
9	ผังแสดงการวัดปริมาณน้ำร้อน	45
10	ผังแสดงการไหลภายในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ	45
11	แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ	49
12	แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านท่อ	
	จากฟอร์ม Trial_tube.frm	51
13	แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านเซลล์	
	จากฟอร์ม Trial_shell.frm	52
14	แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยของผลการคำนวณ	
	และออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากฟอร์ม Result.frm	53
15	แผนภูมิแสดงข้อมูลปริมาณการไหลและอุณหภูมิภายในถังอุ่นน้ำป้อน	
	หม้อไอน้ำ (Make up Tank)	56
16	แผนผังแสดงกระบวนการกรองน้ำของโรงงาน	56
17	แผนภูมิแสดงข้อมูลปริมาณการไหลและอุณหภูมิภายใน	
	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	57
18	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณด้านท่อ	61
19	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณด้านเซลล์	61
20	หน้าจอแสดงข้อมูลสรุปสำหรับการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	62

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
21	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า heat load และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็นต่าง ๆ	67
22	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็นต่าง ๆ	68
23	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 19.5 ลิตรต่อวินาที	69
24	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 25 ลิตรต่อวินาที	69
25	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 30 ลิตรต่อวินาที	70
26	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot Water Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 33.3 ลิตรต่อวินาที	70
27	ผังบริเวณการทดสอบแสดงแนวท่อ Water Supply และท่อไอน้ำ	72
28	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	78
29	ความสัมพันธ์ระหว่างมูลค่าเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้และค่าใช้จ่ายในโครงการ เมื่อกำหนดระยะเวลาโครงการตั้งแต่ 1 ปี จนถึง 5 ปี	79
30	แสดงการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงาน	82
31	แสดง System Boundary ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	83
32	แสดงสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของ Make Up Tank	83
ภาพผนวกที่		
ก1	หน้าจอเริ่มต้นการทำงานของโปรแกรมการออกแบบและคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ	92
ก2	หน้าจอหลักของโปรแกรมการคำนวณ	93
ก3	หน้าจอหลักของโปรแกรม หลังการคลิกปุ่มเลือก Condition	94
ก4	หน้าจอแสดงการกำหนดสถานะออกแบบ เมื่อคลิกที่ Condition ของหน้าจอหลัก	94

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ก5	หน้าจอแสดงการเลือกขนาดท่อและค่าความนำความร้อนของท่อ เมื่อคลิกที่ Pipe ของหน้าจอหลัก	95
ก6	หน้าจอแสดงการป้อนข้อมูลอัตราการไหล และสมบัติทางกายภาพของ ของไหลด้านเซลล์เมื่อคลิกที่ Shell ของหน้าจอหลัก	96
ก7	หน้าจอแสดงการป้อนข้อมูลอัตราการไหล และสมบัติทางกายภาพของ ของไหลด้านท่อ เมื่อคลิกที่ Tube ของหน้าจอหลัก	97
ก8	แสดงขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน	98
ก9	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับการประมาณค่าสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนรวม	99
ก10	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณหาขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	100
ก11	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับการประมาณค่าความยาวท่อต่อ หนึ่งกลับเริ่มต้น	100
ก12	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ Finish เมื่อค่าความดันลดด้านท่อที่คำนวณได้ อยู่ในช่วงที่กำหนดในสภาวะการออกแบบ	101
ก13	หน้าจอแสดงผลการคำนวณด้านท่อ อันประกอบด้วย ความยาวท่อต่อ หนึ่งกลับจำนวนท่อ และรายละเอียดการคำนวณด้านท่อ	101
ก14	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่า D/S จากตารางผนวกที่ ค1	102
ก15	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเซลล์	102
ก16	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าอัตราการไหลด้านเซลล์ต่อ หนึ่งหน่วยพื้นที่หน้าตัดสุทธิมัดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน บนระนาบเส้นผ่าศูนย์กลางของเซลล์	103
ก17	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าเปอร์เซ็นต์พื้นที่ส่วนตัดของ แผ่นกั้นภายในเซลล์	103
ก18	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าจำนวนแถวของท่อถ่ายเทความร้อน ที่ตั้งฉากกับทิศการไหลภายในเซลล์	104

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ก19	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ Finish เมื่อค่าความดันลดด้านเซลล์ที่คำนวณได้ อยู่ในช่วงที่ กำหนดในสภาวะการออกแบบ	104
ก20	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณหาระยะห่างระหว่างแผ่นกัน จำนวนแผ่นกัน และรายละเอียดการคำนวณด้านเซลล์	105
ก21	หน้าจอแสดงผลของการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	106
ก22	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ Finish เมื่อค่าผลต่างระหว่างสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนที่ประมาณกับที่คำนวณได้มีค่าคลาดเคลื่อน ไม่เกิน $\pm 5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$	106
ก23	หน้าจอหลักของโปรแกรมการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	107
ก24	หน้าจอหลักแสดงค่าพลังงานความร้อน (Heat loss) ที่คำนวณได้ และกรอปรูปภาพ Fuel Type	107
ก25	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ ที่ใช้ในระบบไอน้ำของโรงงาน	108
ก26	หน้าจอแสดงตาราง Energy Content of Fuel และผลการคำนวณหา ปริมาณเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้	108
ก27	หน้าจอหลักแสดงกรอปรูปภาพ Price	109
ก28	หน้าจอแสดงตารางราคาทางการเงิน (In Current Term) และกำหนด ช่วงเวลาติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	109
ก29	หน้าจอหลักภายหลังการกำหนดประเภทเชื้อเพลิง และระยะเวลาโครงการ	110
ก30	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าเงินลงทุนในโครงการ	110
ก31	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรายปี	110
ก32	หน้าจอแสดงรายละเอียดพลังงานในโครงการ สำหรับใช้ในการคำนวณ ทางเศรษฐศาสตร์	111
ก33	หน้าจอแสดงกล่องข้อความ เพื่อรับค่าอัตราส่วนลด (Discount rate)	111
ก34	หน้าจอแสดงผลการประเมินโครงการด้วยวิธี มูลค่าปัจจุบันสุทธิ อัตราผลตอบแทนภายใน และระยะเวลาคืนทุน	112

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ข1	แบบแสดงขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ	114
ข2	แบบแสดงการแบ่งช่องทางการไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	115
ข3	แบบแสดงภาพตัดภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	116
ข4	แบบแสดงแผ่นกั้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	117
ข5	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	118
ข6	การติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหล ความดัน และอุณหภูมิ สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	118
ข7	การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	119
ง1	การสอบเทียบเครื่องวัดและหัววัดอุณหภูมิ สำหรับวัดอุณหภูมิน้ำร้อน ด้านทางเข้า	131
ง2	การสอบเทียบเครื่องวัดและหัววัดอุณหภูมิ สำหรับวัดอุณหภูมิน้ำร้อน ด้านทางออก	131
ง3	การสอบเทียบเครื่องวัดและหัววัดอุณหภูมิ สำหรับวัดอุณหภูมิน้ำเย็น ด้านทางเข้า	132
ง4	การสอบเทียบเครื่องวัดและหัววัดอุณหภูมิ สำหรับวัดอุณหภูมิน้ำเย็น ด้านทางออก	132
ง5	การสอบเทียบมาตรวัดอัตราการไหล สำหรับวัดอัตราการไหลด้านน้ำร้อน	133
ง6	การสอบเทียบมาตรวัดอัตราการไหล สำหรับวัดอัตราการไหลด้านน้ำเย็น	133

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ

A	= พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ (m^2)
A_s	= พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อหนึ่งท่อ (m^2)
A_c	= พื้นที่หน้าตัดท่อ (m^2)
BS	= ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (m)
Bf	= ค่าแฟกเตอร์พื้นที่ส่วนเปิดสุทธิของแผ่นกั้น (-)
D_s	= ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในเซลล์ (m)
D_i	= ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ หน่วยเป็น (m)
D_o	= ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)
F	= ค่าตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม
f_v	= จำนวนเท่าของพื้นที่สำหรับปริมาตรไอน้ำแฟลช (-)
f_t	= ระยะเวลาพักของน้ำร้อนในถังแฟลช (sec)
F	= ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
G_1	= อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านท่อ ($kg/m^2 \text{ s}$)
G_2	= อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ ($kg/m^2 \text{ s}$)
G_c	= อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ ในทิศทางจากกับมัดท่อ ($kg/m^2 \text{ s}$)
G_b	= อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ ในทิศทางขนานกับมัดท่อ ($kg/m^2 \text{ s}$)
h_o	= ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
h_{f_boiler}	= เอนทัลปีของน้ำ ณ ความดันหม้อไอน้ำ (kJ/kg)
$h_{g_flashtank}$	= เอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัว ณ ความดันถังแฟลช (kJ/kg)
$h_{f_flashtank}$	= เอนทัลปีของน้ำ ณ ความดันถังแฟลช (kJ/kg)
k_1	= ค่าการนำความร้อนของของไหลภายในท่อ ($W/m \text{ } ^\circ C$)
k_2	= ค่าการนำความร้อนของของไหลภายในเซลล์ ($W/m \text{ } ^\circ C$)
$\dot{m}_b$	= อัตราการไหลของมวลของน้ำโบล์วคาวน์ (kg/s)
$\dot{m}_f$	= อัตราการไหลของมวลของไอน้ำแฟลช (kg/s)
$\dot{m}_h$	= อัตราการไหลของมวลของน้ำร้อน (kg/s)
N_1	= จำนวนเกี่ยวกับการไหลด้านท่อ (-)
n	= จำนวนท่อทั้งหมด

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

n_c	= จำนวนท่อที่อยู่บนเส้นผ่าศูนย์กลางเซลล์
n_b	= จำนวนท่อในพื้นที่ส่วนเปิดของแผ่นกั้น
N_r	= จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศการไหล
Nu_1	= Nusselt number ด้านท่อ (-)
Nu_2	= Nusselt number ด้านเซลล์ (-)
Pr_1	= Prandtl number ด้านท่อ (-)
Pr_2	= Prandtl number ด้านเซลล์ (-)
ΔP_t	= ความดันสูญเสียจากการไหลภายในท่อ (kg/cm ²)
ΔP_r	= ความดันสูญเสียจากการไหลเปลี่ยนทิศทาง (kg/cm ²)
ΔP_i	= ความดันสูญเสียรวมภายในท่อ (kg/cm ²)
$\Delta P_o'$	= ค่าความดันสูญเสียรวมในเซลล์ (kg/cm ²)
$\Delta P_c'$	= ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบตั้งฉากกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (kg/cm ²)
$\Delta P_b'$	= ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบขนานกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (kg/cm ²)
Q	= ปริมาณความร้อนสูญเสีย (Watt)
Re_1	= Reynolds number ด้านท่อ (-)
Re_2	= Reynolds number ด้านเซลล์ (-)
ΔT_{in}	= ค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (°C)
U	= ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m ² °C)
$\dot{V}_f$	= ปริมาตรการไหลของไอน้ำแฟลช (m ³ /s)
$\dot{V}_h$	= ปริมาตรการไหลของน้ำร้อน (m ³ /s)
$V_{flash tank}$	= ปริมาตรของถังแฟลช (m ³)
W_1'	= อัตราการไหลด้านท่อ (kg/s)
W_2'	= อัตราการไหลด้านเซลล์ (kg/s)
ν_f	= ปริมาตรจำเพาะของไอน้ำแฟลช (m ³ /kg)
ν_h	= ปริมาตรจำเพาะของน้ำร้อน (m ³ /kg)
μ_1	= ความหนืดของของไหลภายในท่อ (kg/m s)
μ_2	= ความหนืดของของไหลภายในเซลล์ (kg/m s)

คำอธิบายสัญลักษณ์และอักษรย่อ (ต่อ)

μ_w = ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผิวท่อ (kg/m s)

คำนำ

ในระบบอุตสาหกรรมอาหาร พลังงานไอน้ำนับว่ามีความสำคัญมากสำหรับกระบวนการผลิต ในด้านการนำพลังงานไปใช้ในการให้ความร้อนแก่อาหารเพื่อใช้ในการทำความสะอาด การลวกเพื่อยับยั้งเอนไซม์ การเตรียมสารละลาย การทำให้อาหารสุก ตลอดจนใช้ในการฆ่าเชื้ออาหาร ปัจจุบันการจัดการระบบพลังงานไอน้ำและอุปกรณ์เครื่องจักรในโรงงานอุตสาหกรรม พบว่าไม่มีประสิทธิภาพเพียงพอ ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงาน ซึ่งส่งผลกระทบต่อผู้ประกอบการจากต้นทุนการผลิตที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังเป็นการสิ้นเปลืองทรัพยากรธรรมชาติ เช่น น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติ หรือเชื้อเพลิงแข็งประเภทต่าง ๆ ที่นำมาใช้ในการผลิตไอน้ำ ประเทศไทยมีการสั่งนำเข้าเชื้อเพลิงประเภทต่าง ๆ เป็นจำนวนมากต่อปีและมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ก่อให้เกิดการสูญเสียเงินตราออกนอกประเทศเป็นปริมาณมหาศาล ผลจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมและเกิดมลภาวะทางอากาศ เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าวจึงมีการกำหนดพระราชบัญญัติส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2535 ส่งเสริมให้มีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพและลดพลังงานสูญเสียจากขั้นตอนต่าง ๆ ในกระบวนการผลิต

หม้อไอน้ำทำหน้าที่ในการผลิตไอน้ำและเป็นจุดเริ่มต้นของระบบไอน้ำในอุตสาหกรรม จากการวิเคราะห์พบว่าหม้อไอน้ำมีการสูญเสียพลังงานจากการสูญเสียความร้อนไปทางปล่อง (Stack Losses) การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiation losses) และการสูญเสียความร้อนไปกับการปล่อยน้ำทิ้ง (Blow Down Losses) ในการศึกษาและหาแนวทางปรับปรุงหม้อไอน้ำให้มีปริมาณพลังงานความร้อนสูญเสียน้อยที่สุด เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานไอน้ำนั้น วิธีการต่าง ๆ จึงถูกนำมาใช้ดำเนินการ เช่น การปรับปรุงประสิทธิภาพของตัวหม้อไอน้ำและกระบวนการผลิต การนำความร้อนปล่อยทิ้ง (Blow Down Energy) หรือความร้อนที่สูญเสียกลับมาใช้ประโยชน์

พลังงานความร้อนสูญเสียในระบบพลังงานไอน้ำส่วนหนึ่งเกิดจากการปล่อยน้ำทิ้งจากหม้อไอน้ำ (Blow Down) อาจจะเป็นปริมาณถึง 10 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการผลิตไอน้ำ ซึ่งคิดเป็นการสูญเสียของพลังงานประมาณ 3 เปอร์เซ็นต์ของน้ำมันเตาที่ใช้ (Enconet (Thailand) Ltd, 1998) ขั้นตอนนี้จะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานความร้อนจากการ Blow Down ซึ่งแปรผันตามอุณหภูมิและความดันการใช้งานของหม้อไอน้ำ การปล่อยน้ำออกจากหม้อไอน้ำเป็นสิ่งที่จำเป็น เพื่อเป็นการควบคุมความเข้มข้นปริมาณของแข็งที่ละลายได้ทั้งหมด (Total Dissolve Solid) ที่อยู่ในหม้อ

ไอน้ำไม่ให้สูงเกินค่ามาตรฐานที่กำหนด ถ้าต้องการควบคุมค่า Total Dissolve Solid ให้อยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสม จะต้องมีการ Blow Down เป็นปริมาณมาก

จากการศึกษาพบว่าการนำน้ำ Blow Down ผ่านถังแฟลช (Flash Tank) จะสามารถแยกไอน้ำแฟลช (Flash Steam) ออกจากส่วนน้ำร้อนของน้ำ Blow Down ได้ ดังนั้นการกำหนดขนาดของถังแฟลชควรมีขนาดที่เหมาะสมกับปริมาณน้ำ Blow Down เพื่อให้สามารถแยกไอน้ำแฟลชออกจากน้ำร้อนได้อย่างสมบูรณ์ โดยไอน้ำแฟลชส่วนนี้จะเป็นน้ำที่บริสุทธิ์และมีความร้อนสูง จึงสามารถนำกลับไปใช้ในการเพิ่มเอ็นธาลปีให้กับน้ำภายในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Make Up Tank) ส่วนน้ำร้อนจากถังแฟลช ซึ่งมีปริมาณค่า Total Dissolve Solid สูง ควรนำไปผ่านอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water) ก่อนจะปล่อยเข้าถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ จากประโยชน์ดังกล่าวการจัดการระบบการนำความร้อนส่วนนี้กลับมาใช้ใหม่จึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง สำหรับการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของการผลิตไอน้ำและลดพลังงานความร้อนสูญเสีย

ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้เลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เนื่องจากมีความเหมาะสมกับชนิดของไหลที่มีปริมาณสารละลายปะปนสูงและสามารถทำงานที่ความดันของของไหลต่ำ ๆ ได้ นอกจากนี้การออกแบบและการสร้างเครื่องสามารถทำได้ง่าย มีค่าการบำรุงรักษาต่ำ ต้นทุนในการสร้างเครื่องไม่สูงมาก และสามารถนำพลังงานที่สูญเสียไปกลับมาใช้ได้อย่างคุ้มค่า

วัตถุประสงค์

การวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อศึกษาการออกแบบและการสร้างเครื่องต้นแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ โดยนำพลังงานความร้อนสูญเสียจากการ Blow Down มาใช้เพิ่มอุณหภูมิน้ำ Water Supply พร้อมทั้งเขียนโปรแกรมประกอบการออกแบบในลักษณะ GUI (Graphical User Interface) โดยสามารถแบ่งเป็นหัวข้อดังนี้

1. เป็นการศึกษาการออกแบบ การสร้าง และการทดสอบเครื่องต้นแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่า 80 เปอร์เซ็นต์ โดยการนำพลังงานจากน้ำทิ้งของหม้อไอน้ำจากส่วน Continuous Blow Down กลับมาใช้โดยนำไปเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำเติมหม้อน้ำ (Make Up Water)
2. จัดทำโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบในลักษณะ GUI (Graphical User Interface) โดยจะประกอบด้วย Conceptual Design รวมทั้งวิธีวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อนำมาใช้วิเคราะห์แนวปฏิบัติ ตลอดจนหาจุดที่เหมาะสมในการลงทุนกับผลการประหยัดพลังงาน ซึ่งจะช่วยในการเปรียบเทียบและตัดสินใจปรับปรุงระบบ

การตรวจเอกสาร

1. พลังงานความร้อนสูญเสียของหม้อไอน้ำ

ในโรงงานอุตสาหกรรม หม้อไอน้ำเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย เพื่อใช้ในการผลิตไอน้ำสำหรับใช้ประโยชน์ทางด้านความร้อน หรือให้กำลังงานในกระบวนการผลิต เนื่องจากไอน้ำเป็นตัวพาความร้อนที่ดี มีความจุความร้อน สามารถคายความร้อนแฝงที่มีปริมาณมากที่อุณหภูมิคงที่ และมีความดันไอ ซึ่งในการผลิตไอน้ำจะต้องใช้พลังงานไฟฟ้า หรือพลังงานจากเชื้อเพลิงประเภทต่าง ๆ เช่น น้ำมันเตา น้ำมันดีเซล ถ่านหิน และก๊าซธรรมชาติ เพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำภายในหม้อไอน้ำ ดังนั้นหากปล่อยให้เกิดการสูญเสียพลังงานจากหม้อไอน้ำมากเกินไป ย่อมส่งผลกระทบต่อต้นทุนการผลิตของโรงงาน ซึ่งหมายถึงกำไรที่ลดลง และความสามารถในการแข่งขันกับสินค้าประเภทเดียวกันทั้งในตลาดภายในและภายนอกประเทศ นอกจากนี้ประเทศไทยยังต้องนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศเป็นจำนวนมาก ดังนั้นการประหยัดพลังงานจะช่วยลดการเสียดุลการค้าและการเสียเงินตราต่างประเทศ ซึ่งจะทำให้เศรษฐกิจของประเทศดีขึ้น

จากการศึกษา (เทคนิคการตรวจประเมินเทคโนโลยีสะอาด, 2543) พบว่าพลังงานความร้อนสูญเสียจากหม้อไอน้ำของโรงงานอุตสาหกรรม เกิดจากสาเหตุหลัก ๆ คือ 1. การสูญเสียความร้อนไปทางปล่อง (Stack Losses) 2. การสูญเสียความร้อน โดยการแผ่รังสี (Radiation Losses) 3. การสูญเสียความร้อนไปกับการปล่อยน้ำทิ้ง (Blow Down Losses)

1.1 การสูญเสียความร้อนไปทางปล่อง (Stack Losses)

พลังงานความร้อนที่ออกไปทางปล่องของหม้อไอน้ำจะมีค่ามากหรือน้อยขึ้นอยู่กับปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง เนื่องจากการใช้ปริมาณอากาศมากเกินไปจะเป็นการสูญเสียความร้อนหรือเชื้อเพลิงไปโดยเปล่าประโยชน์ เพราะอากาศที่มากเกินไปจะพาความร้อนออกไปทางปล่อง ซึ่งส่งผลให้ก๊าซที่ออกจากปล่องมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วย ดังนั้นปริมาณอากาศที่เกินอย่างมากเท่าไรก็ยิ่งสูญเสียความร้อนมากขึ้นเท่านั้น แต่ถ้าหากให้อากาศน้อยไปการเผาไหม้ก็จะไม่สมบูรณ์ เชื้อเพลิงจะเป็นเขม่าออกทางปล่องโดยไม่มีการเผาไหม้ซึ่งเป็นการสูญเสียเช่นกัน

การปรับอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงให้เหมาะสมจะต้องพิจารณาจากระบบควบคุมหม้อไอน้ำและหัวเผา ซึ่งการตรวจอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่แน่นอนสามารถทำได้จากการทดสอบก๊าซร้อนที่ปล่อง นอกจากอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เหมาะสมแล้ว ในการใช้งานหม้อไอน้ำต้องดูสภาพของหม้อไอน้ำ การทำงานของหม้อไอน้ำและอุปกรณ์เผาไหม้ให้อยู่ในสภาพดีและมีประสิทธิภาพสูงด้วย กล่าวคือ ถ้าตรวจดูด้านน้ำ (Water Side) ของหม้อไอน้ำแล้วพบตะกัร้นหนา ความร้อนจากก๊าซร้อนจะถ่ายเทให้น้ำในหม้อไอน้ำได้น้อย จะสูญเสียความร้อนออกไปที่ปล่องมากขึ้น และถ้าตรวจด้านไฟ (Fire Side) แล้วพบว่ามีความหนา เหม่านี่จะเป็นฉนวนความร้อนที่ด้านทานการถ่ายเทความร้อน ทำให้การถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปยังน้ำได้น้อยลง ส่งผลให้พลังงานความร้อนสูญเสียทางก๊าซร้อนเพิ่มมากขึ้นด้วย (เทคนิคการตรวจประเมินเทคโนโลยีสะอาด, 2543)

สำหรับการทดสอบก๊าซร้อนที่ปล่องพบว่าประสิทธิภาพที่ดีสำหรับหม้อไอน้ำที่ใช้ น้ำมันเตา ควรมีปริมาณอากาศส่วนที่เกินในช่วง 10 - 20 เปอร์เซ็นต์ หรือปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) จะอยู่ในช่วง 13 - 14 เปอร์เซ็นต์ (เทคนิคการตรวจประเมินเทคโนโลยีสะอาด, 2543) ในกรณีที่หม้อไอน้ำในบางโรงงานไม่มีรู้ที่จะนำเอาตัวอย่างก๊าซมาทดสอบได้ สามารถแก้ไขได้โดยการเจาะรูขนาด 3/8 นิ้ว บนปล่องก๊าซให้ใกล้กับตัวหม้อน้ำที่สุดเท่าที่จะทำได้ (อัมพร, 2527)

การนำความร้อนสูญเสียของก๊าซไอเสียจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงของหม้อไอน้ำกลับมาใช้ของโรงงานอุตสาหกรรมใน Bamber Bridge (Smith, 1981) พบว่าหากนำก๊าซไอเสียไปผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อเพื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนหม้อไอน้ำ จะสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ถึง 130°F ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 93,000 therms (1 therms เทียบเท่ากับ ปริมาณความร้อนที่ใช้ในการอุ่นน้ำ 1 กรัม ให้ร้อน 100°C) หรือคิดเป็น 18 เปอร์เซ็นต์ ของค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงสำหรับหม้อไอน้ำ

1.2 การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation Losses)

การสูญเสียความร้อนผ่านผนังเตามี 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน การสูญเสียความร้อนทั้ง 3 รูปแบบจะเกิดขึ้นเกี่ยวเนื่องกันจากด้าน

ในของหม้อไอน้ำออกไปสู่ด้านนอก (เทคนิคการตรวจประเมินเทคโนโลยี สะอาด, 2543) เราเรียกรวมทั้งหมดนี้ว่า การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสี (Radiation Losses)

หม้อไอน้ำที่ผลิตขึ้นมาในปัจจุบัน จะมีการสูญเสียพลังงานโดยการแผ่รังสีประมาณ 1 เปอร์เซ็นต์ ของความร้อนที่ให้กับหม้อไอน้ำ ขณะที่ทำงานสูงสุด (Heat Input at Maximum Rating) สำหรับหม้อไอน้ำเก่าที่ไม่มีการหุ้มฉนวนหรือฉนวนเสื่อมสภาพแต่ไม่ได้ดูแลให้อยู่ในสภาพดี การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีอาจมีค่ามากถึง 10 เปอร์เซ็นต์ (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน, 2538)

ปริมาณความร้อนที่สูญเสียโดยการแผ่รังสีจะมีค่าเท่ากัน ไม่ว่าหม้อไอน้ำจะผลิตไอน้ำมากหรือน้อย หรืออาจกล่าวได้ว่า การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีจะมีค่าเท่ากันตลอดช่วงการทำงาน ดังนั้นในการใช้หม้อไอน้ำอย่างประหยัดจึงควรวางแผนในการใช้หม้อไอน้ำให้น้อยชุดที่สุดเท่าที่จะทำได้ (ศิริกัลยา และ สมพงษ์, ม.ป.ป.) กล่าวคือ ถ้าใช้หม้อไอน้ำ 1 ลูก ทำงาน 100 เปอร์เซ็นต์ โหลด มีการสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสี 4 เปอร์เซ็นต์ แต่ถ้าให้หม้อไอน้ำ 2 ลูกทำงานลูกละ 50 เปอร์เซ็นต์ โหลด จะทำให้การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีเพิ่มเป็น 8 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเป็นการสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิง สำหรับปริมาณความต้องการไอน้ำในแต่ละวัน ควรจะได้มีการพิจารณาวางแผนการทำงานของหม้อไอน้ำและอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำให้เหมาะสม เพื่อให้ใช้หม้อไอน้ำน้อยตัวที่สุด ประโยชน์ที่ได้รับก็คือ เป็นการลดค่าเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไอน้ำ ลดการเสี่ยงต่อการทำงานเกินกำลังของหม้อไอน้ำ สำหรับหม้อไอน้ำที่ไม่ได้เปิดทำงานในช่วงเวลานั้น ๆ ควรจะปิดวาล์วแยกออกจากท่อร่วมไอน้ำ (Steam Header) ที่มีหม้อไอน้ำตัวอื่นทำงานอยู่ และควรตรวจสอบว่าวาล์วอยู่ในสภาพปกติไม่รั่วซึม

1.3 การสูญเสียความร้อนไปกับการปล่อยน้ำทิ้ง (Blow Down Losses)

การ Blow Down เป็นสิ่งจำเป็นที่ต้องกระทำเพื่อลดความเข้มข้นของสารละลายของเกลือต่าง ๆ ในน้ำของหม้อไอน้ำ การสะสมของตะกอน และเพื่อป้องกันการเกาะของตะกอนที่ผิวถ่ายเทความร้อน ตลอดจนหลีกเลี่ยงการเกิดสารแขวนลอยที่สามารถติดไปกับไอน้ำ (Carry over) นอกจากนี้ยังช่วยป้องกันการปริแตกของเหล็กโครงสร้างของหม้อไอน้ำด้วย ดังนั้นหม้อไอน้ำทุก ๆ ตัวต้องควบคุมความเข้มข้นมิให้มากเกินไป การ Blow Down ควรจะรักษาระดับให้ต่ำที่สุดเพราะน้ำ Blow Down ที่ปล่อยออกไปหมายถึงความร้อนสูญเสีย ซึ่งจะส่งผลให้สิ้นเปลืองเชื้อ

เพลิง สำหรับการ Blow Down ต่อเนื่อง ควรนำความร้อนจากการ Blow Down ไปอุ่นน้ำป้อนก่อนเข้าหม้อไอน้ำโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเป็นการประหยัดพลังงาน

1.3.1 การป้องกันการสะสมของตะกอน

เพื่อเป็นการป้องกันการสะสมของตะกอนในหม้อไอน้ำ ควรทำการปล่อยน้ำในหม้อไอน้ำ (Blow Down) อย่างน้อย ทุก ๆ 6 ชั่วโมง เป็นเวลาประมาณ 5 นาที หรือจะปล่อยโดยอัตโนมัติก็ได้ โดยควบคุมค่า Total Dissolve Solids, Alkalinity, Suspended Solids และ Silica ไม่เกินค่าจำกัดสูงสุดสำหรับคุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำ ดังตารางที่ 1 สำหรับโรงงานอุตสาหกรรมควรควบคุมค่าคุณภาพน้ำป้อนหม้อไอน้ำให้มีค่า ดังตารางที่ 2 และค่าคุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำให้มีค่า ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 1 ค่าจำกัดสูงสุดสำหรับคุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำ

Boiler Pressure (psi)	Maximum Limits for Boiler Water			
	Total Dissolve Solids	Alkalinity	Suspended Solids	Silica
	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(ppm)
0 – 300	3500	700	300	125
301 – 450	3000	600	250	90
451 – 600	2500	500	150	50
601 – 750	2000	400	100	35
751 – 900	1500	300	60	20
901 – 1000	1250	250	40	8
1001 – 1500	1000	200	20	2.5
1501 – 2000	750	150	10	1.0
Over 2000	500	100	5	0.5

ที่มา: ธรรม (2543)

ตารางที่ 2 ค่าคุณภาพน้ำป้อนหม้อไอน้ำ

Drum Pressure (psi)	Boiler Feed Water		
	Iron	Copper	Total Hardness
	(ppm Fe)	(ppm Cu)	(ppm CaCO ₃)
0 – 300	0.100	0.050	0.300
301 – 450	0.050	0.025	0.300
451 – 600	0.030	0.020	0.200
601 – 750	0.025	0.020	0.200
751 – 900	0.020	0.015	0.100
901 – 1000	0.020	0.015	0.050
1001 – 1500	0.010	0.010	None Detectable
1501 – 2000	0.010	0.010	None Detectable

ที่มา: ธรรม (2543)

ตารางที่ 3 คุณภาพน้ำในหม้อไอน้ำ

Drum Pressure (psi)	Boiler Water		
	Silica	Total Alkalinity	Specific Conductance
	(ppm SiO ₂)	(ppm CaCO ₃)	(μmho/cm)
0 – 300	150	350	3500
301 – 450	90	300	3000
451 – 600	40	250	2500
601 – 750	30	200	2000

ตารางที่ 3 (ต่อ)

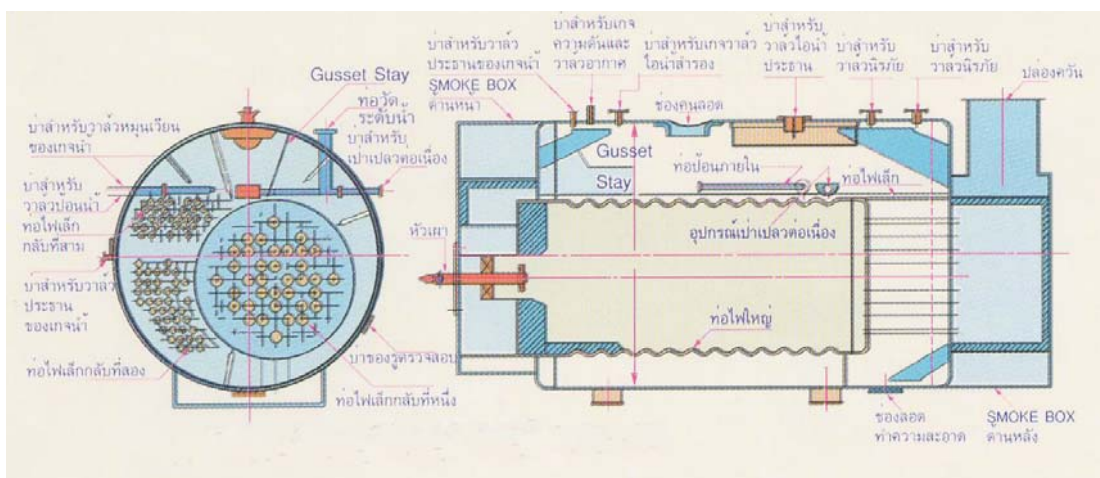
Drum Pressure (psi)	Boiler Water		
	Silica	Total Alkalinity	Specific Conductance
	(ppm SiO ₂)	(ppm CaCO ₃)	(μmho/cm)
751 – 900	20	150	1500
901 – 1000	8	100	1000
1001 – 1500	2	Not Specified	150
1501 – 2000	1	Not Specified	100

ที่มา: ธรรม (2543)

1.3.2 การป้องกันการเกิดตะกรัน

ตะกรันที่เกิดขึ้นจะไปจับที่ท่อไฟเล็ก (จ๊อป) ท่อไฟใหญ่ (ลูกหมู) ผนัง และตัวเปลือกหม้อไอน้ำ (ดังภาพที่ 1) ซึ่งตัวตะกรันจะเป็นฉนวนกันความร้อน ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ไปให้น้ำในหม้อไอน้ำไม่ดีพอ ตัวตะกรันจะดูดกลืนความร้อนไว้ส่วนหนึ่ง ถ้าการตรวจพบตะกรันจับที่ท่อไฟเล็กมากเกินไปเกินกำหนด ควรจะมีการปรับปรุงสภาพน้ำเสียใหม่ การตรวจดูตะกรันนั้น ให้พยายามดูทางด้านหลังหม้อไอน้ำเพราะเป็นบริเวณที่มีตะกรันจับมากกว่าที่บริเวณอื่น ๆ การป้องกันไม่ให้เกิดมีตะกรันภายในหม้อไอน้ำโดยทั่วไปสามารถทำได้ดังนี้

ก. การป้องกันที่น้ำก่อนเข้าหม้อน้ำ การป้อนน้ำเข้าหม้อไอน้ำจะต้องทำการปรับสภาพน้ำก่อน โดยผ่านเครื่องกรอง เครื่องกำจัดความกระด้างของน้ำ (Water Softener) ซึ่งจะลดความกระด้างของน้ำให้ลดน้อยลงไป แต่น้ำที่ผ่านเครื่องมือดังกล่าวยังไม่เป็นน้ำอ่อนโดยสมบูรณ์ จะต้องทำการวิเคราะห์คุณภาพของน้ำที่ออกมาอย่างน้อยเดือนละครั้ง ถ้าพบว่าความกระด้างของน้ำที่ออกมาจากเครื่องมือดังกล่าวมีมากเกินไปกว่าระดับที่ควรควบคุมไว้ จะต้องทำการปรับปรุงเครื่องมือขึ้น



ภาพที่ 1 แสดงโครงสร้างของหม้อไอน้ำแบบท่อไฟเล็กและท่อไฟใหญ่

ที่มา: กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน (2544)

ข. การป้องกันน้ำภายในหม้อไอน้ำ การเติมสารเคมีเข้าไปภายในหม้อไอน้ำ สามารถป้องกันไม่ให้ตะกรันไปจับเกาะตามผนัง ท่อไฟเล็ก ท่อไฟใหญ่ และตัวเปลือกหม้อไอน้ำ ซึ่งในการที่จะเติมสารเคมีลงในน้ำ จะต้องนำน้ำไปวิเคราะห์เสียก่อน เพื่อที่จะได้ทราบว่าควรเติมสารเคมีประเภทใดลงไป ซึ่งควรจะปรึกษาผู้เชี่ยวชาญด้านนี้โดยเฉพาะ และถ้าพบว่ามีตะกรันจับหนามากคือเกินกว่า 1/16 นิ้ว ควรจะทำการล้างภายในหม้อไอน้ำ ปกติควรล้างหม้อไอน้ำทุก 6 เดือน สำหรับหม้อไอน้ำที่ทำงานตลอด 24 ชั่วโมง หรือทุก ๆ 1 ปี สำหรับหม้อไอน้ำที่ใช้งานปกติทั่วไป (เทียนชัย, 2529)

1.3.3 การป้องกันการพาส์ปะปนไปกับไอน้ำ

การปรับสภาพน้ำอย่างถูกวิธีก่อนป้อนเข้าสู่หม้อไอน้ำเพื่อกำจัดสารแขวนลอยต่าง ๆ ก๊าซออกซิเจน และก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ซึ่งสามารถป้องกันการเดือดผุดขึ้นเป็นฟอง (Priming) ของน้ำภายในหม้อไอน้ำ อันก่อให้เกิดการพาส์สกปรกและก๊าซไปกับไอน้ำ (Carry over) นอกจากนั้นเมื่อก๊าซออกซิเจนหรือก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ปะปนอยู่ในไอน้ำจะเกิดปฏิกิริยาเป็นกรด ซึ่งเป็นสาเหตุสำคัญของการเกิดสนิมกัดกร่อนในระบบไอน้ำได้

1.3.4 คุณสมบัติน้ำป้อนหม้อไอน้ำ

สำหรับการควบคุมคุณภาพน้ำก่อนป้อนเข้าสู่หม้อไอน้ำสามารถใช้ค่าต่าง ๆ เหล่านี้เป็นเกณฑ์ในการพิจารณาความเหมาะสมของกระบวนการปรับสภาพน้ำ (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน, ม.ป.ป.)

ก. ค่า pH แสดงความเป็นกรด - ด่างของน้ำ โดยค่า pH ที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 7 ถึง 9 หากมีค่าต่ำกว่านี้จะเกิดการกัดกร่อนได้

ข. ค่าความกระด้าง แสดงปริมาณแคลเซียมฮิออนและแมกนีเซียมฮิออนที่อยู่ในน้ำ มีหน่วยวัดเป็น ppm ของแคลเซียมคาร์บอเนต

ค. ค่าปริมาณสารละลายในน้ำทั้งหมด ควรมีค่าไม่มากกว่า 3500 ppm ถ้ามีมากจะเกิดปัญหาแครีโอเวอร์และการกัดกร่อน

ง. ค่าคลอไรด์ฮิออน แสดงความเป็นเกลือ ซึ่งก่อให้เกิดการกัดกร่อนโลหะ

จ. ค่าออกซิเจนที่ละลายอยู่ ทำให้เกิดการกัดกร่อนต่อผิวโลหะ

ฉ. ค่าการนำไฟฟ้า เป็นค่าที่บ่งถึงการมีสารละลายปะปนในน้ำ ถ้ามีปริมาณสารละลายมาก จะมีค่าการนำไฟฟ้าสูง

ช. ค่าความเป็นด่างจากสารเคมีที่เติม เพื่อป้องกันการกัดกร่อน

ซ. ค่าเหล็กและทองแดง เกิดจากการละลายของวัสดุที่ใช้ในหม้อไอน้ำ กรณีน้ำในหม้อไอน้ำมีสภาพเป็นกรดเหล็กจะละลาย แต่ถ้าค่า pH เป็นด่างทองแดงจะละลาย ซึ่งเมื่อละลายแล้วจะไปจับกับพื้นผิวถ่ายเทความร้อน เกิดกลายเป็นตะกรันซึ่งก่อให้เกิดความร้อนมากเกินไป (Overheat) ได้

ณ. ค่าซิลิกา ถ้ามีปริมาณมากก่อให้เกิดตะกรันที่แข็งจับภายในหม้อไอน้ำได้

ในทางทฤษฎีถ้าป้อนน้ำเข้าหม้อไอน้ำด้วยน้ำบริสุทธิ์ 100 เปอร์เซ็นต์ ก็ไม่จำเป็นต้องมีการระบายน้ำกันหม้อเพราะจะไม่มีตะกอนและสิ่งไม่บริสุทธิ์สะสมอยู่ในหม้อไอน้ำเลย แต่ในทางปฏิบัติที่ป้อนเข้าหม้อไอน้ำจะมีปริมาณของแข็งที่ละลายได้ (Dissolve Solid) และก๊าซต่าง ๆ ปนอยู่ เมื่อน้ำถูกต้มจนกลายเป็นไอน้ำ ปริมาณของแข็งเหล่านั้นก็จะสะสมเพิ่มมากขึ้นจึงเป็นเหตุให้ต้องมีการระบายน้ำกันหม้อ เพื่อป้องกันการเกิดตะกรัน ซึ่งการระบายน้ำมีทั้งการระบายตลอดเวลา (Continuous Blow Down) โดยระบายที่ผิวหน้า (Surface Blow Down) และการระบายน้ำเป็นระยะ ๆ (Intermittent Blow Down) โดยระบายที่ก้นหม้อ (Bottom Blow Down) แต่ทั่วไปนิยมใช้การระบายน้ำที่ก้นหม้อเพียงอย่างเดียว ซึ่งตามหลักแล้วควรจะมีการ Blow Down ทั้ง 2 วิธีจะดีกว่า (อัมพร, 2527) เพื่อเป็นการบำรุงรักษาหม้อไอน้ำให้สามารถใช้งานได้นานขึ้น

2. การลดพลังงานความร้อนสูญเสียของหม้อไอน้ำ

การลดพลังงานความร้อนสูญเสียจากหม้อไอน้ำของโรงงานอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ของประเทศไทยในปัจจุบันพบว่า ระบบมีการป้องกันการสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีด้วยการหุ้มฉนวน สำหรับความร้อนสูญเสียทางด้านปล่อง จะควบคุมโดยการปรับปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง แต่พบว่ายังมีความร้อนสูญเสียไปข้างบางส่วนซึ่งควรมีการศึกษาวิจัยในลำดับต่อไป นอกจากนั้นยังมีการสูญเสียความร้อนทาง Blow Down ซึ่งพลังงานส่วนนี้สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้ (อัมพร, 2527) อันจะส่งผลให้ต้นทุนด้านพลังงานของโรงงานอุตสาหกรรมลดลง

จากสมมูลพลังงานของหม้อไอน้ำในโรงงานอุตสาหกรรม เมื่อวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าการนำระบบลดพลังงานความร้อนสูญเสียมาใช้ สามารถทำให้การใช้งานหม้อไอน้ำมีประสิทธิภาพถึง 89 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเพิ่มจากปกติที่มีประสิทธิภาพหม้อไอน้ำเพียง 70 เปอร์เซ็นต์ (Anonymous, 1983) สำหรับการปล่อยก๊าซไอเสียจากปล่องที่อุณหภูมิ 250 - 300 °C พบว่ามีความร้อนสูญเสีย 12 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งสามารถลดการสูญเสียพลังงานความร้อนโดยการควบคุมอุณหภูมิไม่ให้เกิน 160, 130 และ 80 °C สำหรับน้ำมันเชื้อเพลิงหนัก น้ำมันเชื้อเพลิงเบา และก๊าซธรรมชาติ ตามลำดับ สำหรับการควบคุมปริมาณตะกอนและสารละลายในหม้อไอน้ำ โดยระบบ Automatic Blow Down ซึ่งทำงานโดยชุดอุปกรณ์ตรวจวัดปริมาณสารละลายในหม้อไอน้ำ ถ้าหากมีค่าสูงเกินระดับ

ที่กำหนด ระบบจะทำการปล่อยน้ำทิ้งจากหม้อไอน้ำ (Blow Down) ในปริมาณเท่าที่จำเป็น อย่างไรก็ตามพบว่ายังมีปริมาณความร้อนสูญเสียประมาณ 5 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งความร้อนส่วนนี้สามารถนำไปผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ สำหรับการสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีมีปริมาณน้อยมากเพียง 1 เปอร์เซ็นต์ แต่พบว่าการสูญเสียความร้อนจากการควบแน่นไอน้ำมีสูงถึง 12 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งสามารถลดการสูญเสียได้โดยใช้งานหม้อไอน้ำที่ระดับความดัน 3 - 8 bar และนำน้ำคอนเดนเสทกลับมาใช้ป้อนหม้อไอน้ำ

2.1 การปล่อยน้ำทิ้งจากหม้อไอน้ำ

การปล่อยน้ำทิ้งจากหม้อไอน้ำ เพื่อควบคุมคุณภาพน้ำภายในหม้อไอน้ำให้อยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสม จะทำให้เกิดตะกอนที่ผิวหม้อไอน้ำในส่วนสัมผัสน้ำข้างลง ซึ่งความหนาของตะกอน 1 มิลลิเมตร จะทำให้สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าปกติ 5 - 8 เปอร์เซ็นต์ (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน, 2543) จากการศึกษาพบว่าเมื่อทำการ Blow Down น้ำจากหม้อไอน้ำภายใต้ความดันออกสู่ถังแฟลช (Flash Tank) ที่มีความดันที่ต่ำกว่า อุณหภูมิของน้ำ Blow Down จะลดลงอย่างรวดเร็วสู่อุณหภูมิน้ำ ณ จุดความดันที่ต่ำกว่า ความร้อนส่วนเกินที่น้ำ Blow Down ใช้ไปในรูปเอนทัลปีของการกลายเป็นไอน้ำ ทำให้บางส่วนของน้ำ Blow Down กลายเป็นไอน้ำแฟลช (Flash Steam) โดยน้ำที่เหลือจะเป็นน้ำร้อน (Spirax Sarco (Thailand) Ltd, n.d.)

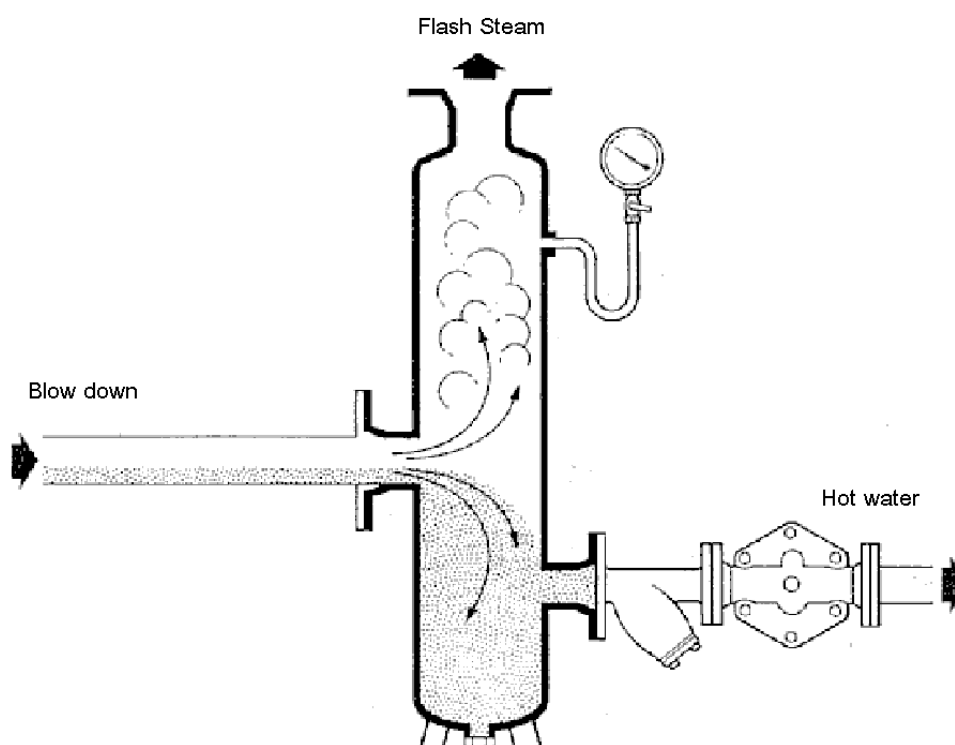
ในปี 1984 Ratliff ได้ค้นคว้าวิจัยการลดพลังงานความร้อนสูญเสียจากการ Blow Down โดยการนำน้ำ Blow Down มาผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิสำหรับป้อนหม้อไอน้ำ และทำการติดตั้งมาตรวัดปริมาณการไหล เพื่อคำนวณหาปริมาณความร้อนถ่ายทอดมา Tung (2002) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการนำความร้อนสูญเสียในส่วนที่เป็นไอน้ำความดันต่ำของน้ำ Blow Down กลับมาใช้ให้ความร้อนกับของไหลอื่น ๆ โดยผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

2.2 ถังแฟลช (Flash Tank)

การนำน้ำ Blow Down ผ่านถังแฟลชจะสามารถแยกไอน้ำแฟลชซึ่งเป็นไอน้ำความดันต่ำออกจากส่วนน้ำร้อนของน้ำ Blow Down ซึ่งหากนำไอน้ำแฟลชกลับไปใช้ในการให้ความร้อนแก่น้ำป้อนหม้อไอน้ำภายในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Make up Tank) จะช่วยลดค่าใช้จ่าย

ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนหม้อไอน้ำ โดยอุณหภูมิที่สูงจะช่วยในการไล่ก๊าซออกซิเจน (O_2) และก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ซึ่งจะช่วยลดการกัดกร่อนของหม้อไอน้ำและท่อระบบจ่ายไอน้ำได้ นอกจากนี้ น้ำร้อนสามารถนำไปผ่านอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำป้อน (Water Supply) ก่อนไหลเข้าสู่ถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ จากประโยชน์ดังกล่าวการจัดการระบบการนำความร้อนส่วนนี้กลับมาใช้ใหม่จึงมีความสำคัญสูง สำหรับการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของการผลิตไอน้ำและลดพลังงานความร้อนสูญเสีย

สำหรับการแยกไอน้ำแฟลชออกจากน้ำร้อน วิธีที่ดีที่สุดก็คือทำให้ส่วนผสมของไอน้ำแฟลชกับน้ำร้อนไหลเข้าสู่ถังแฟลช ซึ่งมีการจัดวางรูปแบบ ดังภาพที่ 2 โดยขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของภาชนะจะทำให้เกิด Blow Down ที่ไหลเข้ามาลดความเร็วลง ส่งผลให้น้ำร้อนไหลลงสู่ก้นภาชนะ จากนั้นส่วนของน้ำร้อนจะถูกระบายออกไปสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอีกทีเพื่อดึงพลังงานส่วนนี้ไปใช้ประโยชน์ ซึ่งความสูงที่พอเหมาะเหนือช่องทางเข้าจะทำให้ไอน้ำแฟลชพุ่งออกไปด้านบน โดยไม่พาเอาละอองน้ำปะปนไปกับไอน้ำแฟลช



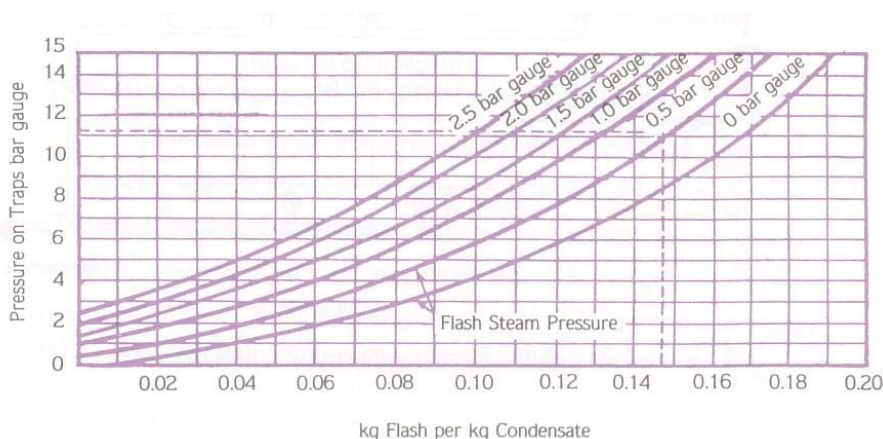
ภาพที่ 2 ลักษณะการทำงานของถังแฟลช

ที่มา: ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย (2533)

การหาขนาดของถังแฟลชสามารถหาได้ 2 วิธี คือ การหาจากกราฟ หรือหาจากการคำนวณปริมาตร โดยขนาดของถังแฟลชหาได้จากปริมาตรรวมของไอน้ำแฟลชและน้ำร้อน ซึ่งปริมาณไอน้ำแฟลชที่เกิดขึ้นนั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำทางเข้าถังแฟลชกับความดันไอน้ำภายในถังแฟลช ยิ่งความแตกต่างระหว่างความดันมาก จะส่งผลให้เกิดปริมาณไอน้ำแฟลชมากขึ้นด้วย นอกจากนั้นที่ความดันไอน้ำแฟลชต่ำ จะมีค่าปริมาตรจำเพาะสูง ส่งผลให้ไอน้ำแฟลชที่ปล่อยออกจากถังแฟลชมีปริมาณมากขึ้นด้วย ส่วนปริมาตรของน้ำร้อนนั้นเปลี่ยนแปลงค่อนข้างจะน้อย

2.2.1 การหาขนาดถังแฟลชจากกราฟ

การหาขนาดถังแฟลชจะต้องทำการเก็บข้อมูลค่าความดันของน้ำโบลว์ดาวน์ และกำหนดค่าความดันกลับ (Back Pressure) ที่ต้องการใช้งานภายในถังแฟลช เพื่อนำไปใช้ในการหาค่าอัตราส่วนน้ำหนักไอน้ำแฟลชต่อน้ำหนักน้ำโบลว์ดาวน์ ดังภาพที่ 3 ตัวอย่าง เช่น น้ำโบลว์ดาวน์ที่ความดัน 14 บาร์เกจ ถูกระบายสู่บรรยากาศ (ศูนย์บาร์เกจ) สามารถอ่านค่าอัตราส่วนน้ำหนักไอน้ำแฟลชต่อน้ำหนักน้ำโบลว์ดาวน์ได้เท่ากับ 0.185 ดังนั้นหากมีปริมาณการโบลว์ดาวน์ 1 กิโลกรัม จะสามารถแยกไอน้ำแฟลชออกมาได้ 0.185 กิโลกรัม ในทำนองเดียวกันเมื่อทำการปล่อยน้ำโบลว์ดาวน์ 1 กิโลกรัมที่ความดัน 7 บาร์เกจออกสู่บรรยากาศ พบว่าปริมาณไอน้ำแฟลชจะลดลงเหลือ 0.13 กิโลกรัม ซึ่งปริมาณไอน้ำแฟลชนี้จะลดลงไปอีกเหลือ 0.055 กิโลกรัม ในกรณีที่ปล่อยน้ำโบลว์ดาวน์ 1 กิโลกรัมที่ความดัน 7 บาร์เกจ ออกสู่ความดันกลับที่ 3 บาร์เกจ

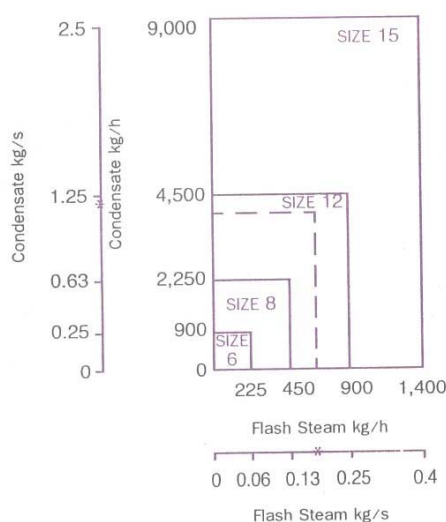


ภาพที่ 3 กราฟไอน้ำแฟลช

ที่มา: สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน (2543)

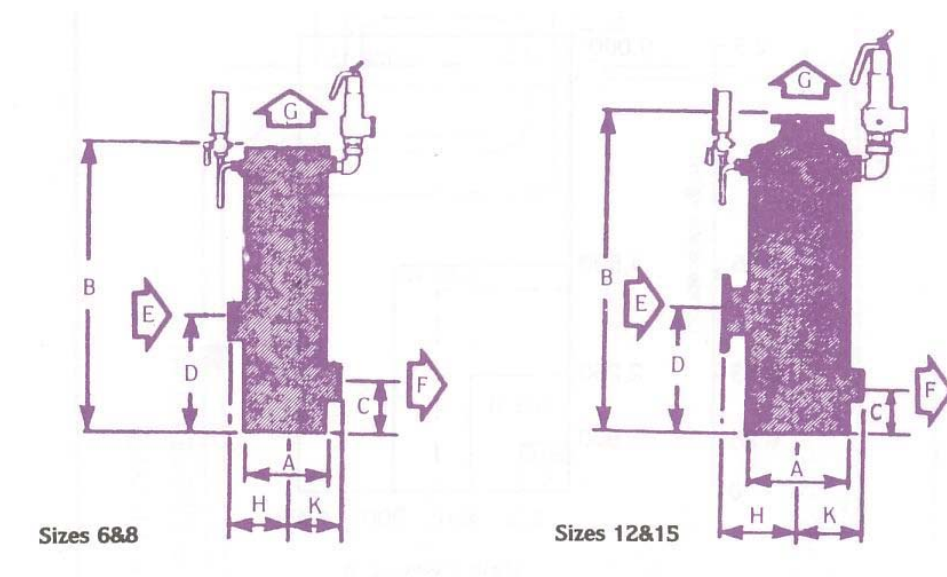
ตัวอย่างเหล่านี้แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าปริมาณของไอน้ำแฟลชที่เกิดขึ้นนั้นขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างความดันของน้ำโบลัวคาวนกับความดันกลับในถังแฟลช ถ้าความแตกต่างระหว่างความดันมาก ย่อมส่งผลให้เกิดปริมาณไอน้ำแฟลชมากขึ้น

จากปริมาณน้ำโบลัวคาวน และปริมาณไอน้ำแฟลช สามารถนำมาใช้ในการกำหนดขนาดถังแฟลชได้ ดังภาพที่ 4 ซึ่งมีรายละเอียดส่วนประกอบของถังแฟลช ดังภาพที่ 5 และตารางที่ 4 ได้แก่ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางถังแฟลช (A) ความสูงถังแฟลช (B) ความสูงทางออกของท่อน้ำร้อน (C) ความสูงทางเข้าของท่อน้ำโบลัวคาวน (D) ระยะห่างระหว่างหน้าแปลนทางเข้าของท่อน้ำโบลัวคาวนกับจุดศูนย์กลางถัง (H) ระยะห่างระหว่างหน้าแปลนทางออกของท่อน้ำร้อนกับจุดศูนย์กลางถัง (K) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อน้ำร้อน (E) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อน้ำโบลัวคาวน (F) และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อไอน้ำแฟลช (G)



ภาพที่ 4 ขนาดถังแฟลช

ที่มา: สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน (2543)



ภาพที่ 5 ส่วนประกอบของถังแฟลช

ที่มา: สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน (2543)

ตารางที่ 4 ขนาดส่วนประกอบของถังแฟลช

Size	A	B	C	D	H	K	Condensate	Condensate	Flash Steam
							Inlet	Outlet	Outlet
							E	F	G
6	165	940	140	304	105	102	65	40	50
8	219	940	140	304	133	127	80	40	80
12	317	965	140	304	210	171	80	40	100
15	394	1016	152	356	273	230	150	50	125

ที่มา: สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน (2543)

2.2.2 การหาขนาดถังแฟลชจากการคำนวณ

ขนาดถังแฟลชสามารถหาได้จากปริมาตรรวมของไอน้ำแฟลชและน้ำร้อน โดยไอน้ำแฟลชเกิดจากการปล่อยน้ำโบว์ลวาร์ภายใต้ความดันสูง ออกสู่ถังแฟลชที่ความ

ดันต่ำกว่า อุณหภูมิของน้ำบอว์คาวนจะลดลงอย่างรวดเร็วสู่อุณหภูมิน้ำ ณ ความดันของถังแฟลช ส่งผลให้มีความร้อนส่วนเกินซึ่งจะใช้ไปในรูปของเอนทัลปีของการกลายเป็นไอ ทำให้น้ำบอว์คาวนบางส่วนกลายเป็นไอน้ำที่ความดันต่ำ ดังสมมูลพลังงานในสมการที่ 1

$$\dot{m}_b \times h_{f_boiler} = \left(\dot{m}_f \times h_{g_flashtank} \right) + \left(\dot{m}_h \times h_{f_flashtank} \right) \quad (1)$$

จากสมมูลมวล สามารถหาได้ดังสมการที่ 2

$$\dot{m}_b = \dot{m}_f + \dot{m}_h \quad (2)$$

โดย $\dot{m}_b$ = อัตราการไหลของมวลของน้ำบอว์คาวน (kg/s)
 $\dot{m}_f$ = อัตราการไหลของมวลของไอน้ำแฟลช (kg/s)
 $\dot{m}_h$ = อัตราการไหลของมวลของน้ำร้อน (kg/s)
 h_{f_boiler} = เอนทัลปีของน้ำ ณ ความดันหม้อไอน้ำ (kJ/kg)
 $h_{g_flashtank}$ = เอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัว ณ ความดันถังแฟลช (kJ/kg)
 $h_{f_flashtank}$ = เอนทัลปีของน้ำ ณ ความดันถังแฟลช (kJ/kg)

การหาค่าอัตราการไหลของมวลจากการแก้สมการดุลพลังงานและมวล จากสมการที่ 1 และ 2 ตามลำดับ เพื่อนำค่ามาใช้ในการหาปริมาตรไอน้ำแฟลช ดังสมการที่ 3 โดยกำหนดให้ถังแฟลชสามารถระบายไอน้ำแฟลชที่เกิดขึ้นในแต่ละวินาทีได้หมด กรณีถ้าไม่ต้องการให้หยคน้ำถูกพาไปพร้อมไอน้ำแฟลช จะต้องทำการเผื่อพื้นที่สำหรับปริมาตรไอน้ำแฟลชเป็นสองเท่า (ฐรณัย, 2533)

$$\dot{V}_f = \dot{m}_f \times v_f \quad (3)$$

การหาปริมาตรน้ำร้อนสามารถหาได้จากสมการที่ 4 โดยกำหนดให้น้ำร้อนไหลออกจากถังแฟลชอย่างสม่ำเสมอ จึงควรพักน้ำร้อนไว้ในถังแฟลชเป็นเวลา 10 – 20 นาที (ฐรณัย, 2533)

$$\dot{V}_h = \dot{m}_h \times v_h \quad (4)$$

ปริมาตรถังแฟลชหาได้จากผลรวมของปริมาตรไอน้ำแฟลชและปริมาตรน้ำร้อน ดังสมการที่ 5 ซึ่งนำไปใช้ในการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความสูงของถังแฟลช

$$V_{flash\ tank} = \left(\dot{V}_f \times f_v \right) + \left(\dot{V}_h \times f_t \right) \quad (5)$$

โดย	$\dot{V}_f$	= ปริมาตรการไหลของไอน้ำแฟลช (m ³ /s)
	$\dot{V}_h$	= ปริมาตรการไหลของน้ำร้อน (m ³ /s)
	$V_{flash\ tank}$	= ปริมาตรของถังแฟลช (m ³)
	v_f	= ปริมาตรจำเพาะของไอน้ำแฟลช (m ³ /kg)
	v_h	= ปริมาตรจำเพาะของน้ำร้อน (m ³ /kg)
	f_v	= จำนวนเท่าของพื้นที่สำหรับปริมาตรไอน้ำแฟลช (-)
	f_t	= ระยะเวลาพักของน้ำร้อนในถังแฟลช (sec)

สำหรับการหาขนาดท่อระบายไอน้ำแฟลช พิจารณาจากความเร็วของไอน้ำแฟลชที่ไหลภายในท่อ ซึ่งควรกำหนดอยู่ในช่วงระหว่าง 20 - 30 เมตรต่อวินาที เพื่อป้องกันเสียงดังจากการกระทบของไอน้ำภายในท่อ นอกจากนั้นการนำไอน้ำแฟลชไปใช้งานควรวางถังแฟลชให้ใกล้กับจุดที่ใช้งานมากที่สุด เนื่องจากการวางท่อไอน้ำความดันต่ำอาจต้องใช้ท่อขนาดค่อนข้างใหญ่ และการสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อนอาจเกิดขึ้นได้มาก

2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมเคมี หมายถึง เครื่องมือใด ๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง (วิวัฒน์, 2536) ซึ่งในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรจะทำการศึกษาลักษณะทางกายภาพและลักษณะทางเคมีของของไหลเพื่อใช้เป็นข้อมูลเบื้องต้น สำหรับการกำหนดประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้งานมากที่สุด ซึ่งรายละเอียดที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญ

ที่จะต้องพิจารณาในการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงและเหมาะสมสำหรับการใช้งาน

2.3.1 ลักษณะทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluids)

ลักษณะทางกายภาพที่สำคัญซึ่งจะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนลักษณะของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากอนุภาคของแข็งและตะกอนจะเข้าไปสะสมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้เกิดการกีดขวางการไหล หรือเกาะเป็นตะกรัน (Scale) ติดกับพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน อันจะส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง

2.3.2 ลักษณะทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluids)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสจากการไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงสำหรับการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้วผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้ง สนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้น เกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจเป็นผลของความสั่นหรือที่เกิดจากความดันต่ำ (Cavitation) ที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด ดังนั้นวัสดุที่ใช้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

2.3.3 ประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การกำหนดประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรทำการศึกษาหลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละประเภท เพื่อใช้ประกอบการตัดสินใจสำหรับการเลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม ซึ่งควรจะพิจารณาถึงจุดเด่นและจุดด้อยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตลอดจนค่าใช้จ่ายในการสร้าง การทำงาน และการบำรุงรักษา (วิวัฒน์, 2536)

สำหรับการวางแผนและออกแบบกระบวนการให้ถูกหลักเศรษฐกิจ สิ่งที่สำคัญคือ การวางเงื่อนไขที่จำเป็นต่อการออกแบบทั้งหมดอย่างเหมาะสมตั้งแต่ต้น แล้วใช้เงื่อนไขเหล่านี้เป็นมาตรฐานในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่าง เช่น การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดเล็ก ทำได้โดยเพิ่มความเร็วของของไหลให้สูงมาก ๆ ซึ่งจะ使得ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น แต่ในทางกลับกันค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องก็จะเพิ่มขึ้นเช่นกัน นอกจากนั้นการกัดกร่อนและการสั่นสะเทือนจะเกิดมากขึ้น อันจะส่งผลให้อายุการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสั้นลง ดังนั้นรายละเอียดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ความเหมาะสมในการใช้งาน ปัญหาของโครงสร้างซึ่งรวมทั้งความแข็งแรงของวัสดุเมื่อเกิดการยืดหดตัวเพราะความร้อน วิธีการสร้าง การซ่อมแซมและบำรุงรักษา ราคา ตลอดจนปัญหาของความเหมาะสมกับกระบวนการอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง

ก. เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน แบบ ขด ท่อ (Submerged Coil Exchanger) เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาที่เหมาะสมจึงมีใช้กันมานาน ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อย ๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง

จากโครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ที่ไม่ซับซ้อนมากนัก และวัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) และยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็นต้น เนื่องจากลักษณะที่เป็นขดท่อ จึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้นปัญหาของการรั่วไหลจึงมีน้อย แต่ข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำและมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อยเมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

ข. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด (Open Type Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้หลักการระบายความร้อนโดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับเพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่น ๆ ของเครื่อง

ประเภทนี้ ก็มีเช่น เครื่องระบายความร้อนแบบเทริกเคิล (Trickle Cooler) แบบtrombone (Trombone Cooler) และแบบคาสเคด (Cascade Cooler)

ค. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double-pipe Exchanger) โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ ประกอบด้วยท่อสองขนาดที่ซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกันของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไป ปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U Bend) บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์ฟิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีฟินเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนและความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่ายโดยการเอาเครื่องที่มีขนาดแบบเดียวกันหลายเครื่องมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (Parallel) เมื่อให้ของไหล ไหลสวนทางกัน ด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีสูงในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพงเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่ปริมาตรการถ่ายเทความร้อนมีค่อนข้างน้อยหรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

ง. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Type Exchanger)

คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือการเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลาย ๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่น ในลักษณะสลับกันช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าความดันสูญเสียจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนไม่สูง ในปัจจุบันมีการปรับปรุงโดยใช้วัสดุทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel) บาง ๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิม ได้อย่างดีเอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า และวางประกบกันหลาย ๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบ

เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพิ่มความแข็งแรง และป้องกันการรั่ว โดยมีช่องว่างสำหรับการไหล ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูนและส่วนเว้า ปะเก็น (Gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้ของไหลรั่ว และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะคืออย่างอื่น คือ สามารถถอดเป็นแผ่น ๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้ โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิหรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ $1,300 - 3,500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm^2 และ $150 ^\circ\text{C}$ ตามลำดับ

จ. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันกว้างขวางที่สุดในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีเพราะสามารถใช้งานในช่วงอุณหภูมิและความดันต่าง ๆ ในอุตสาหกรรมและสามารถใช้กับงานทุกชนิดตั้งแต่การระเหย (Evaporation) การเพิ่มความร้อน การระบายความร้อนจนกระทั่งการควบแน่น (Condensation) ยิ่งกว่านั้นยังมีคุณสมบัติโดยเฉลี่ยดีในด้านของการผลิต การบำรุงรักษาและราคาของเครื่อง ไม่สูงมาก

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อมักมีชื่อเรียกเช่นนี้ เพราะมีท่อถ่ายเทความร้อนจำนวนมากติดตั้งไว้ภายในเชลล์ของเครื่อง ของไหลในท่อและของไหลด้านเชลล์จะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังท่อซึ่งกั้นระหว่างของไหลทั้งสองประเภท

ของไหลด้านเชลล์จะถูกปิดกั้นจากบรรยากาศโดยตัวเชลล์และฝาปิดตัวเชลล์ ของไหลด้านเชลล์นี้จะถูกนำให้ไหลจากปากทางเข้าไปยังปากทางออกโดยแผ่นกั้น (Baffle) และทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลในท่อ โดยการสัมผัสกับท่อถ่ายเทความร้อนในระหว่างนั้น แผ่นกั้นการปะทะ (Impingement Baffle) จำเป็นต้องมีเฉพาะเมื่อความเร็วที่ทางเข้าของของไหลด้านเชลล์มีค่าสูง ซึ่งเกรงว่าอาจก่อความเสียหายให้กับท่อถ่ายเทความร้อนได้ ท่อถ่ายเทความร้อนจะถูกยึดไว้ระหว่างแผ่นยึดท่อที่อยู่กับที่ (Stationary Tubesheet) ซึ่งจับแน่นกับตัวเชลล์กับแผ่นยึดท่อลอย (Floating Tubesheet)

ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) ของสหรัฐอเมริกาได้เสนอแนะวิธีแสดงขนาดของเครื่องโดยการระบุขนาดและรูปแบบทั่วไปของเครื่อง ขนาดที่ระบุมี 2 ค่าคือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเชลล์และความยาวของท่อถ่ายเทความร้อน โดยใช้ตัวเลขเต็มที่ใกล้เคียงที่สุดในหน่วยนิ้ว เช่น ถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเชลล์เท่ากับ 23 ½ นิ้ว และความยาวของท่อถ่ายเทความร้อน 16 ฟุต การแสดงออกในระบบของ TEMA จะเป็น SIZE 23-192 TYPE AES

เนื่องจากระบบของ TEMA ยังไม่สามารถแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดได้ ดังนั้นจึงยังมีความจำเป็นต้องใช้ใบระบุรายละเอียด (Specification Sheet) หรือรูปเขียน (Drawing) ในการแสดงเครื่องที่มีรูปแบบพิเศษ

2.3.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเชลล์

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ ควรจะศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการเลือกประเภท การเลือกเส้นทางการไหล การเลือกเงื่อนไขการออกแบบ เป็นต้น โดยปกติแล้วข้อมูลที่จำเป็นสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้มาจากการเก็บข้อมูลในโรงงาน ซึ่งประกอบด้วย อัตราการไหล อุณหภูมิที่ทางเข้าออก และความดันที่ใช้ของของไหลในท่อและของของไหลในเชลล์ แต่ในกรณีที่ใช้น้ำเป็นตัวระบายความร้อน หรือในบางกรณี อาจมีความจำเป็นต้องคำนวณอุณหภูมิทางเข้าออกที่เหมาะสม หรือกำหนดค่าเหล่านี้ขึ้น นอกจากนั้นจะต้องคำนึงถึงลักษณะทางกายภาพของของไหล ได้แก่ ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ การนำความร้อน และความหนืด ซึ่งจะมีค่าขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ใช้

ก. การเลือกเส้นทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ การเลือกเส้นทางการไหลของไหล โดยกำหนดให้ของไหล ประเภทไหนควรไหลในเชลล์และของไหลประเภทใดควรไหลในท่อ ยังไม่มีกฎเกณฑ์ที่แน่นอน ดังนั้นการตัดสินใจเลือกเส้นทางการไหล จำเป็นจะต้องพิจารณาจากประสบการณ์ และหลักเกณฑ์ประกอบดังต่อไปนี้ (วิวัฒน์, 2536)

1) ของไหลที่มีความดันสูงเหมาะที่จะให้ไหลในท่อ หากกำหนดให้ของไหลความดันสูงไหลในเซลล์ จะต้องเพิ่มความหนาของผนังเซลล์ หน้าแปลน และชิ้นส่วนอื่น ๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้สามารถทนความดัน ซึ่งส่งผลให้น้ำหนักและราคาในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น

2) ของไหลที่สกปรกง่ายเหมาะที่จะให้ไหลในท่อ การทำความสะอาดผิวด้านในของท่อถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเซลล์แบบมาตรฐาน สามารถทำได้โดยไม่ต้องดึงมัดท่อออกจากตัวเครื่อง ดังนั้นจึงควรเลือกของไหลที่สกปรกให้ไหลในท่อ ยกเว้นแต่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อชนิดท่อตัว U ซึ่งจะทำความสะอาดผิวด้านในของท่อได้ลำบาก

3) ของไหลที่มีตะกอนหรือเศษชิ้นเล็กปนอยู่จำนวนมากเหมาะที่จะให้ไหลในเซลล์ ถ้าปล่อยให้ของไหลที่มีตะกอนไหลในท่อด้วยความเร็วต่ำ ตะกอนจะตกสะสมภายในท่อถ่ายเทความร้อน แต่ถ้าให้ไหลในท่อด้วยความเร็วสูงจะก่อให้เกิดการกัดเซาะ (Erosion) ผิวภายในท่อถ่ายเทความร้อนขึ้น ดังนั้นในกรณีนี้จึงควรให้ของไหลประเภทนี้ไหลในเซลล์ โดยหาวิธีรวมตะกอนให้ตกค้างอยู่ในส่วนด้านล่างของเซลล์และกำจัดทิ้งออกจากเซลล์

4) ก๊าซที่มีอัตราการไหลสูง เหมาะกับการไหลในเซลล์ ความเร็วของการไหลในเซลล์ขึ้นอยู่กับโครงสร้างของแผ่นกั้นและวิธีการวางเรียงแผ่นกั้น แต่โดยทั่วไปแล้วพื้นที่สำหรับการไหลในเซลล์สามารถออกแบบให้กว้างเพื่อลดความเร็วของการไหลได้อันจะส่งผลให้ค่าสูญเสียความดันของก๊าซลดลง

5) ของไหลที่ร้อน เหมาะที่จะให้ไหลในท่อ ในกรณีที่ของไหลร้อนในท่อถ่ายเทความร้อนให้กับของไหลเย็นในเซลล์ ของไหลเย็นนอกท่อจะทำหน้าที่คล้ายกับฉนวนกันความร้อน เนื่องจากผนังของเซลล์ซึ่งสัมผัสกับของไหลเย็นในเซลล์จะมีอุณหภูมิต่ำกว่า ในกรณีที่เลือกเส้นทางการไหลของของไหลตรงกันข้าม ด้วยเหตุนี้ความร้อนจะสูญเสียน้อยกว่า นอกจากนั้นยังสามารถลดความหนาของฉนวนกันความร้อนที่ใช้หุ้มเซลล์ตลอดจนค่าติดตั้งฉนวนได้

6) ของไหลที่ต้องการให้มีค่าความดันสูญเสียน้อยเหมาะที่จะให้ไหลภายในเซลล์ โดยปกติการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะกำหนดให้ของไหลในท่อถ่ายเทความร้อนไหลด้วยความเร็วสูงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ส่งผลให้ค่าความดันสูญเสียภายในท่อมักมากกว่าภายในเซลล์ ดังนั้นหากต้องการให้ความดันสูญเสียของของไหลด้านเซลล์น้อย จึงควรเลือกให้ของไหลนั้นไหลในเซลล์

7) ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูงควรให้ไหลในท่อ หากกำหนดให้ของไหลฤทธิ์กัดกร่อนสูงไหลในเซลล์ จะต้องใช้วัสดุทนการกัดกร่อนมาทำตัวเซลล์ มัดท่อ และแผ่นกัน แต่ถ้าให้ของไหลฤทธิ์กัดกร่อนสูงไหลในท่อ เพียงแต่ใช้วัสดุทนการกัดกร่อนทำมัดท่อเท่านั้น ดังนั้นจึงสามารถประหยัดค่าวัสดุทนการกัดกร่อนได้มากกว่า นอกจากนั้นการบำรุงรักษาก็ทำได้ง่ายกว่า

8) ของไหลที่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง ควรให้ไหลในท่อ โดยปกติแล้วการเลือกให้ของไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มสูงกว่าไหลในท่อจะเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่อง ทำให้สามารถลดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน เช่น ในกรณีที่ท่อถ่ายเทความร้อนมีคราบติดผิวนอก พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจะช่วยชดเชยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อที่ต่ำกว่า ผลก็คือสามารถออกแบบขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เล็กลงได้

9) ของไหลที่มีความหนืดสูงควรให้ไหลในเซลล์ การไหลของของไหลความหนืดสูงที่ความเร็วสูงต้องใช้ค่าความดันสูญเสียสูง นอกจากนี้ของไหลที่มีความหนืดสูงมักมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำด้วย ดังนั้นการกำหนดให้ของไหลความหนืดสูงไหลในเซลล์จึงเหมาะสม

10) ของเหลวที่มีก๊าซปนอยู่หรือก๊าซควบแน่นได้ที่มีก๊าซอื่นปนอยู่ ควรให้ไหลในท่อ ถ้าปล่อยไว้ของไหลที่มีก๊าซที่ไม่ควบแน่นไหลในเซลล์ ในระหว่างที่ไหลอยู่ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ก๊าซที่ไม่ควบแน่นอาจแยกตัวออกมาสะสมอยู่ในเซลล์ ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลง

11) ของไหลที่ไหลเป็นห้วง ๆ (Pulsating) ควรเลือกให้ไหลในเซลล์ การไหลแบบห้วง ๆ ในท่ออาจก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนของท่อถ่ายเทความร้อน ทำให้เกิดปัญหาการรั่วไหลที่บริเวณยึดติดกับแผ่นยึดท่อ ในกรณีเช่นนี้ควรเลือกให้ไหลในเซลล์ซึ่งมีปริมาตรมากกว่า อย่างไรก็ตามจำเป็นต้องใช้วิธีการอื่นแก้ไขด้วย เช่น ติดแผ่นกั้นการปะทะของไหลที่บริเวณทางเข้าของเซลล์เป็นต้น อย่างไรก็ตามการไหลแบบห้วง ๆ เป็นลักษณะที่ควรหลีกเลี่ยง ดังนั้นจึงควรติดตั้งถังพักก่อนถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อป้องกันการไหลแบบเป็นห้วง ๆ

ข. การเลือกความเร็วของการไหลและค่าความดันสูญเสีย ดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น ความเร็วของการไหลมีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มและค่าความดันสูญเสีย เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น ทั้งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มและค่าความดันสูญเสียต่างก็เพิ่มตามด้วย นอกเหนือจากนี้ความเร็วของของไหลยังมีส่วนต่อการเกิดสนิม การกัดเซาะ ตลอดจนความสกปรกของพื้นผิวถ่ายเทความร้อนด้วย ดังนั้นจึงควรพิจารณาค่าความเร็วสูงสุดที่สามารถใช้ได้กับวัสดุที่ใช้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ลักษณะทางเคมีและลักษณะทางกายภาพของของไหลที่ใช้ จากนั้นออกแบบให้ความเร็วของการไหลอยู่ในช่วงที่ไม่เกินขีดจำกัดของความเร็วนี้ ดังตารางที่ 5 แสดงค่าความเร็วของการไหลที่เหมาะสม แต่ในกรณีที่ไม่มีของแข็งหรือสิ่งอื่น ๆ เจือปนอยู่ในของไหล ควรเลือกใช้ความเร็วที่น้อยกว่าที่ระบุไว้ในตาราง

ตารางที่ 5 ความเร็วการไหลมาตรฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เส้นทาง การไหล	ของไหลที่ใช้	ความเร็วการไหล มาตรฐาน (m/s)
ในท่อ	น้ำระบายความร้อน (น้ำจืด) BsTF 1	0.7 – 2.5
	BsTF 2-4	0.7 – 3.5
	น้ำระบายความร้อน (น้ำทะเล) * ทองเหลืองแอดมิรัล	
	(Admiral Brass) ที่มีธาตุ	
	สารหนู (Arsenic)	0.7 – 1.5
	BsTF 2-4	0.7 – 2.5
	น้ำมันความหนืดต่ำ (ของเหลว)	0.8 – 1.8
	น้ำมันความหนืดสูง (ของเหลว)	0.5 – 1.5
	ไอของน้ำมัน	5.0 – 15.0
	ของไหลผสมของก๊าซและของเหลว	2.0 – 6.0
ในเซลล์	น้ำและสารละลายของน้ำ	0.5 – 1.5
	น้ำมันความหนืดต่ำ (ของเหลว)	0.4 – 1.0
	น้ำมันความหนืดสูง (ของเหลว)	0.3 – 0.8
	ไอของน้ำมัน	3.0 – 6.0
	ของไหลผสมของก๊าซและของเหลว	0.5 – 3.0

* เทียบกับ BsTF 1

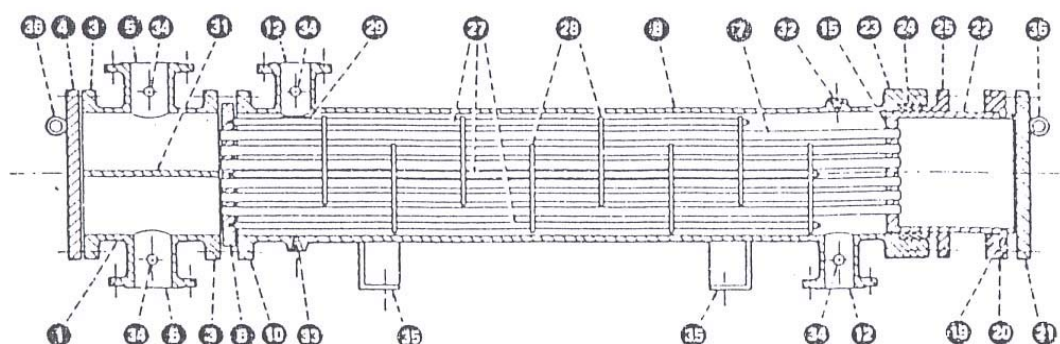
ที่มา: วิวัฒน์ (2536)

ค. จำนวนเที่ยวการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และ
ต่อการเลือกจำนวนเที่ยวการไหลที่ถูกต้องในด้านเซลล์และท่อ และการกำหนดความเร็วของ
ไหลที่เหมาะสมเป็นสิ่งสำคัญ สำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยน
ความร้อนแบบเซลล์และท่อ โดยจำนวนเที่ยวการไหล 1 เที่ยว (One Pass or Single Pass)

หมายถึงการไหลจากทางเข้าที่ปลายข้างหนึ่งตรงไปยังทางออกที่ปลายอีกข้างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้ามีการกลับทิศทางการไหลภายในเครื่อง 1 ครั้ง ก็เรียกว่า การไหล 2 เที้ยว (Two Passes) ในกรณีที่ต้องใช้จำนวนเที้ยวการไหลมากกว่านี้ มักใช้การไหล 4, 6 และ 8 เที้ยว ซึ่งเป็นเลขคู่

จำนวนเที้ยวการไหลของของไหลในเซลล์ควบคุมได้โดยการติดตั้งแผ่นแบ่งเที้ยวการไหล (Pass Partition) ภายในแชนแนล (Channel) ในกรณีที่มีการไหลในท่อและเซลล์ต่างเป็นแบบเที้ยวเดียว (Single Pass) การไหลของของเหลวทั้งสองชนิดควรจะเป็นแบบสวนทางกัน (Counter Flow) เนื่องจากมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบไหลตามกัน สำหรับในกรณีที่ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิที่ทางเข้ากับอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลแต่ละชนิดมีมาก แต่ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ทางเข้า และที่ทางออกมีน้อย (ยกตัวอย่างกรณีที่ต้องการลดอุณหภูมิของของไหลในท่อจาก 170 °C เหลือ 40 °C เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลในเซลล์จาก 20 °C เป็น 140 °C) ในกรณีเช่นนี้จะต้องใช้การไหลแบบสวนทางกันเท่านั้น โดยทั่วไปแล้วความเร็วของการไหลของของไหลในท่อแบบสวนทางกันจะมีค่าค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องพิจารณาหาวิธีการแก้ไขแบบต่าง ๆ เช่น ลดจำนวนท่อถ่ายเทความร้อนให้น้อยลงโดยเพิ่มความยาวของท่อแต่ละอันให้ยาวขึ้น เป็นต้น

ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กหรือในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่จำเป็นต้องใช้ความเร็วของของไหลภายในเซลล์สูงมากกว่าปกติ ส่วนใหญ่จะเลือกการไหลของของไหลภายในเซลล์แบบเที้ยวเดียว (Single Pass) เพื่อให้โครงสร้างของเครื่องเป็นแบบง่าย ๆ ในกรณีที่มีการไหลของของไหลในเซลล์เป็นแบบเที้ยวเดียว พวย (Nozzle) ที่ทางเข้าและที่ทางออกสำหรับของไหลในเซลล์ (ดังภาพที่ 6) จะถูกติดตั้งให้ห่างกัน เช่น อันหนึ่งที่บริเวณฝาปิดตัวเซลล์ (Shell Cover) ส่วนอีกอันที่บริเวณแชนแนล (Channel) จำนวนเที้ยวการไหลของของไหลภายในเซลล์นั้นถูกจำกัดไม่ให้เกินกว่า 2 เที้ยวสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละเครื่อง ในกรณีที่ต้องใช้จำนวนเที้ยวการไหลในเซลล์มากกว่านี้ ควรใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาต่อกันแบบอนุกรม ในกรณีของจำนวนเที้ยวการไหลในเซลล์ 2 เที้ยว อาจใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงเครื่องเดียว หรืออาจใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดการไหลในเซลล์เที้ยวเดียวมาต่อกันแบบอนุกรม 2 เครื่องก็ได้ ในกรณีของจำนวนเที้ยวการไหลในเซลล์ตั้งแต่ 3 เที้ยวขึ้นไป ส่วนใหญ่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดการไหลในเซลล์เที้ยวเดียวที่มีขนาดเท่า ๆ กันมาต่อกันแบบอนุกรมตามจำนวนที่ต้องการ



- | | | |
|---|----------------------------------|--|
| 1. Stationary head-channel | 13. Shell cover flange | 26. Lantern ring |
| 2. Stationary head-bonnet | 14. Expansion joint | 27. Tie rods and spacers |
| 3. Stationary head flange-channel or bonnet | 15. Floating tubesheet | 28. Transverse baffles or support plates |
| 4. Channel cover | 16. Floating head cover | 29. Impingement baffle |
| 5. Channel head nozzle | 17. Floating head flange | 30. Longitudinal baffle |
| 6. Stationary tubesheet | 18. Floating head backing device | 31. Pass partition |
| 7. Tubes | 19. Split shear ring | 32. Vent connection |
| 8. Shell | 20. Slip-on backing flange | 33. Drain connection |
| 9. Shell cover | 21. Floating-head cover-external | 34. Instrument connection |
| 10. Shell flange-stationary head end | 22. Floating-tubesheet skirt | 35. Support saddle |
| 11. Shell flange-rear head end | 23. Packing-box flange | 36. Lifting lug |
| 12. Shell nozzle | 24. Packing | |
| | 25. Packing follower ring | |

ภาพที่ 6 แสดงโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดการไหลหนึ่งกลับในเชลล์
ที่มา: วิวัฒน์ (2536)

ง. การเลือกเงื่อนไขของการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะต้องคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงสภาพของการเดินเครื่อง ความปลอดภัย และการบำรุงรักษา เป็นต้น ส่วนใหญ่จะไม่มีกฎเกณฑ์ที่แน่นอนสำหรับการเลือกเงื่อนไข แต่จะขึ้นอยู่กับการปรึกษาหารือผู้ออกแบบและผู้ใช้งาน โดยปกติความดันและอุณหภูมิที่ใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทางด้านท่อถ่ายเทความร้อนและทางด้านเชลล์ จะใช้สภาวะการทำงานที่เลวร้ายที่สุดเป็นข้อมูลสำหรับการออกแบบ

โดยปกติแล้วความดันที่ใช้ออกแบบจะเป็น 1.1 เท่าของความดันที่ใช้งานเครื่องหรือ 1.8 บาร์เกจ บวกกับความดันที่ใช้งานเครื่อง โดยเลือกค่าใดค่าหนึ่งที่สูงกว่า แต่ในกรณีที่มีวาล์วเปิดปิดที่ทางเข้าออกของเครื่องให้ใช้ความดันเครื่องสูงสุดที่จะเกิดจากการปิดวาล์วจนสุด ในกรณีที่มีวาล์วนิรภัย (Safety Valve) หรือเอสเคปวาล์ว (Escape Valve) อาจใช้ความดันสูงสุดของวาล์วเป็นความดันของการออกแบบได้ ส่วนใหญ่อุณหภูมิที่ใช้ออกแบบจะเท่ากับ $10 - 20^{\circ}\text{C}$ บวกกับอุณหภูมิของการเดินเครื่องในเวลาปกติ แต่ในกรณีที่อุณหภูมิต่ำมาก ให้ใช้อุณหภูมิของการเดินเครื่องลบด้วย $0 - 10^{\circ}\text{C}$ เป็นอุณหภูมิที่ใช้ออกแบบ ในกรณีที่ต้องใช้น้ำหล่อลื่นออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หรือในกรณีที่ใช้วัสดุทนไฟหุ้ม (Lining) เพื่อเดินเครื่องที่อุณหภูมิสูง จะต้องคำนวณอุณหภูมิของวัสดุโลหะเพื่อพิจารณาความแข็งแรงของวัสดุด้วย

2.3.5 ทฤษฎีประกอบการคำนวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะต้องทราบค่าอุณหภูมิทางเข้าและออก ปริมาณการไหล ค่าความดันลด ค่าลักษณะกายภาพของไหลซึ่งประกอบด้วย ค่าความหนาแน่น ค่าความจุความร้อน ค่าความหนืด และค่าการนำความร้อน จากนั้นกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและขนาดท่อที่ต้องการใช้ เพื่อคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน จากข้อมูลดังกล่าวเบื้องต้นสามารถนำมาคำนวณหา จำนวนท่อ อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ ระยะห่างช่วงแผ่นกั้น และจำนวนแผ่นกั้น โดยจะต้องพิจารณาถึงค่า Reynolds number และความเร็วของของไหลด้วย ซึ่งมีรายละเอียดที่สำคัญดังนี้

ก. การประมาณความร้อนสูญเสียจากน้ำโบว์ลวาว์ของหม้อไอน้ำ สามารถหาได้จากอัตราการไหล ความจุความร้อนจำเพาะ และอุณหภูมิทางเข้าทางออกของน้ำโบว์ลวาว์ ซึ่งจะนำไปใช้ในการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิสูงจะเกิดการสูญเสียความร้อนไปสู่บรรยากาศรอบ ๆ ข้าง แต่โดยปกติแล้วจะไม่คำนึงถึงปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปในการคำนวณออกแบบ แต่จะคำนวณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยถือว่าผลต่างของพลังงานความร้อนระหว่างทางเข้าทางออกของของไหลภายในท่อมามีค่าเท่ากับผลต่างของพลังงานความร้อนระหว่างทางเข้าออกของของไหลในเซลล์

ข. การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ พิจารณาหาจากความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนสูญเสียจากน้ำ Blow Down ของหม้อไอน้ำ (Q) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ค่าตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (F) และค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม (ΔT_{ln}) ดังสมการที่ 6 (พงษ์ธร, 2542)

$$A = \frac{Q}{F \times U \times \Delta T_{ln}} \quad (6)$$

โดย Q = ปริมาณความร้อนสูญเสีย (Watt)
 U = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
 F = ค่าตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม
 ΔT_{ln} = ค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม ($^\circ\text{C}$)

การสมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเป็นสิ่งสำคัญมาก อาจจะทำโดยอ้างอิงค่าที่ได้จากการทดลอง หรืออาศัยประสบการณ์ โดยพิจารณาจากประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการไหลและประเภทของไหลในท่อและในเชลล์ ส่วนค่าตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย จากการศึกษาพบว่าการกำหนดเกี่ยวกับการไหลของด้านเชลล์และท่อในบางกรณีจะส่งผลให้การไหลแบบสวนทางเป็นไปอย่างไม่สมบูรณ์ ด้วยเหตุนี้จึงต้องคูณค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึมด้วยตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึมเพื่อให้ได้ค่าผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึมที่ถูกต้องซึ่งในการไหลแบบ 2 เที้ยวในเชลล์และ 4 เที้ยวในท่อ จะมีค่าตัวคูณชดเชยสำหรับผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึมเท่ากับ 0.95 (พงษ์ธร, 2542)

จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถหาได้จากพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ (A) หารด้วยพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อหนึ่งท่อ (A_s) ดังสมการที่ 7

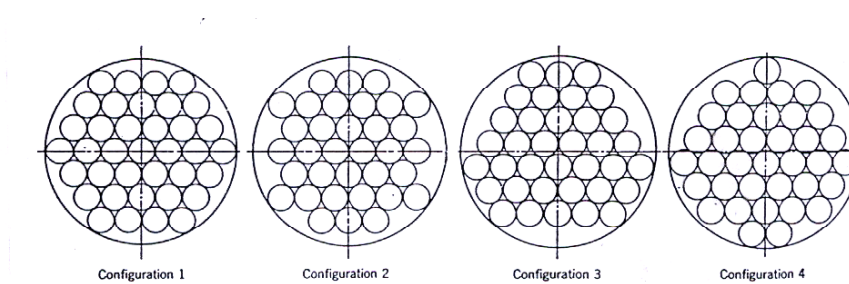
$$n = \frac{A}{A_s} \quad (7)$$

โดย A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ (m^2)
 A_s = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อหนึ่งท่อ (m^2)

สำหรับพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อหนึ่งท่อ ขึ้นอยู่กับความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ ความยาวท่อ และจำนวนท่อต่อกลับ

การจัดวางกลุ่มท่อมี 3 ลักษณะ คือ Equilateral Triangular, Square และ Staggered Square ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกลักษณะการวางท่อแบบ Equilateral Triangular เนื่องจากมีโครงสร้างที่แข็งแรงที่สุดสำหรับรับแรงด้านเซลล์

เมื่อได้ค่า n จากสมการที่ 7 สามารถกำหนดการจัดวางกลุ่มท่อได้ตามภาพที่ 7 โดยเทียบ Configuration จากตารางผนวกที่ ค1



ภาพที่ 7 ลักษณะการจัดวาง Header - sheet ของกลุ่มท่อชนิด Equilateral Triangular
ที่มา: Fraas (1989)

ค. อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (G)

1) อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านท่อ (G_1) พิจารณาจากปริมาณการไหลของน้ำทิ้งหม้อไอน้ำต่อพื้นที่หน้าตัดการไหลภายในท่อ ดังสมการที่ 8 (วิวัฒน์, 2536)

$$G_1 = \frac{W'_1 \times N_1}{n \times A_c} \quad (8)$$

โดย G_1 = อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านท่อ ($\text{kg/m}^2 \text{ s}$)
 W'_1 = อัตราการไหลด้านท่อ (kg/s)
 N_1 = จำนวนเที่ยวการไหลด้านท่อ (-)

$$\begin{aligned} n &= \text{จำนวนท่อทั้งหมด} \\ A_c &= \text{พื้นที่หน้าตัดท่อ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

2) อัตราการไหลด้านเซลล์ต่อพื้นที่ระหว่างท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (G_2) สามารถหาจากความสัมพันธ์ของสมการที่ 9 (วิวัฒน์, 2536)

$$G_2 = \sqrt{G_c \times G_b} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{โดย } G_2 &= \text{อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ (kg/ m}^2 \text{ s)} \\ G_c &= \text{อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ ในทิศตั้งฉากกับมัดท่อ (kg/ m}^2 \text{ s)} \\ G_b &= \text{อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ด้านเซลล์ ในทิศขนานกับมัดท่อ (kg/ m}^2 \text{ s)} \end{aligned}$$

เมื่อ G_c เป็นอัตราการไหลภายในเซลล์ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่หน้าตัดสุทธิมัดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนบนระนาบเส้นผ่าศูนย์กลางของเซลล์ระหว่างแผ่นกั้น ดังสมการที่ 10 (วิวัฒน์, 2536)

$$G_c = \frac{W_2'}{[D_s - (D_o \times n_c)] \times Bs} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{โดย } W_2' &= \text{อัตราการไหลด้านเซลล์ (kg/s)} \\ D_s &= \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในเซลล์ (m)} \\ D_o &= \text{ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)} \\ n_c &= \text{จำนวนท่อที่อยู่บนเส้นผ่าศูนย์กลางเซลล์} \\ Bs &= \text{ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (m)} \end{aligned}$$

และ G_b เป็นอัตราการไหลภายในเซลล์ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่สุทธิส่วนเปิดของแผ่นกั้น ดังสมการที่ 11 (วิวัฒน์, 2536)

$$G_b = \frac{W_2'}{[Bf \times \frac{\pi \times D_s^2}{4}] - [n_b \times \frac{\pi \times D_o^2}{4}]} \quad (11)$$

$$\text{เมื่อ} \quad n_b = Bf \times n \quad (12)$$

โดย n_b = จำนวนท่อในพื้นที่ส่วนเปิดของแผ่นกั้น
 Bf = ค่าแฟกเตอร์พื้นที่ส่วนเปิดสุทธิของแผ่นกั้น (-)

ง. ค่าความดันสูญเสีย (ΔP) สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรตรวจสอบค่าความดันสูญเสียของของไหลในท่อ และของไหลในเซลล์ซึ่งได้จากการคำนวณ และนำมาตรวจสอบว่าอยู่ในช่วงของค่าความดันสูญเสียที่กำหนดไว้ในสภาวะการออกแบบหรือไม่ กรณีค่าความดันสูญเสียที่คำนวณได้อยู่นอกช่วงค่าความดันสูญเสียที่กำหนด จะต้องทำการคำนวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใหม่ นอกจากนั้นค่าความดันสูญเสียมีความสัมพันธ์กับความเร็ว หากความเร็วของของไหลในท่อและในเซลล์ยิ่งเพิ่มมากขึ้นเท่าไร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อและนอกท่อก็ยิ่งเพิ่มมากขึ้นเท่านั้น ซึ่งส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงตามขึ้นด้วย แต่ในขณะเดียวกันค่าความดันสูญเสียของของไหลในท่อและในเซลล์ก็เพิ่มขึ้นเช่นกัน ผลก็คือเครื่องสูบ (Pump) หรือเครื่องอัด (Compressor) ที่ใช้กับของไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องใหญ่ขึ้น และความดันในระบบท่อที่สูงขึ้นด้วย ผลที่ได้นี้เป็นสิ่งที่ไม่ต้องการ ในด้านของการใช้จ่ายในการเดินเครื่องหรือความปลอดภัยของระบบ ดังนั้นจำเป็นที่จะต้องคำนึงถึงสิ่งที่กล่าวมานี้ในการเลือกค่าความดันสูญเสียที่เหมาะสมโดยปกติ การออกแบบกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีนิยมทำโดยการเลือกประเภทการใช้งาน เพื่อระบุค่าความดันสูญเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะออกแบบไว้ล่วงหน้า ดังนั้นในการออกแบบจึงมีความจำเป็นต้องคำนวณค่าความดันสูญเสียเพื่อนำไปตรวจสอบความเหมาะสมกับค่าความดันสูญเสียที่กำหนดไว้ ซึ่งค่าความดันสูญเสียของของไหลในท่อและในเซลล์จะมีลักษณะการคำนวณต่างกันดังนี้

1) ค่าความดันสูญเสียในท่อ (Tube-Side Pressure Drop) แบ่งออกได้เป็นค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นที่ทางเข้าและทางออก ค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นระหว่างที่ของไหลไหลไปในท่อ (ΔP_f) และค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหล (ΔP_r) ในห้องกั้น (Channel) และในหัวลอย (Floating Head) ดังสมการที่ 13 และ 14 ตามลำดับ (วิวัฒน์, 2536) ซึ่งค่าความดันสูญเสียที่มากที่สุดคือค่าที่เกิดจากการไหลผ่านท่อ โดยปกติแล้วค่าความดันสูญเสียที่ทางออกและทางเข้าไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงก็ได้

$$\Delta P_t = \frac{f \times v^2 \times \rho \times L}{2 \times g \times D} \quad (13)$$

$$\Delta P_r = \frac{2 \times N_1 \times G^2}{\rho \times g} \quad (14)$$

$$\Delta P_i = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (15)$$

โดย ΔP_t = ความดันสูญเสียจากการไหลภายในท่อ (kg/cm^2)
 ΔP_r = ความดันสูญเสียจากการไหลเปลี่ยนทิศทาง (kg/cm^2)
 ΔP_i = ความดันสูญเสียรวมภายในท่อ (kg/cm^2)

2) ค่าความดันสูญเสียในเชลล์ (Shell-Side Pressure Drop) มีค่าเท่ากับผลรวมของค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ต้งฉากกับมัดท่อ ($\Delta P_c'$) และค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อ ($\Delta P_b'$)

$$\Delta P_c' = \frac{2 f N_r (G_c')^2}{\rho g} \quad (16)$$

$$\Delta P_b' = \frac{1.02 (G_b')^2}{\rho g} \quad (17)$$

ค่า $\Delta P_c'$ ที่ได้จากสมการที่ 16 เป็นค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลตั้งฉากกับมัดท่อเพียงเที่ยวเดียว ดังนั้นค่าความดันสูญเสียรวมสำหรับการไหลแบบตั้งฉากในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ ค่าที่ได้จากการคูณ $\Delta P_c'$ ด้วยจำนวนเที่ยวการไหลแบบตั้งฉากในเครื่อง

ในทำนองเดียวกันค่า $\Delta P_b'$ ที่ได้จากสมการที่ 17 เป็นค่าความดันสูญเสียสำหรับแผ่นกันเพียงแผ่นเดียว ดังนั้นค่าความดันสูญเสียรวมสำหรับการไหลที่ขนานกับมัดท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ ผลคูณของ $\Delta P_b'$ กับจำนวนแผ่นกันที่ใช้ ดังนั้นค่าความดันสูญเสียรวมในเชลล์คำนวณได้ดังสมการที่ 18

$$\Delta P_o' = \left((\Delta P_c' \times \text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + (\Delta P_b' \times \text{จำนวนแผ่นกัน}) \right) \times \text{สัมประสิทธิ์ความปลอดภัย} \quad (18)$$

การคำนวณค่าความดันสูญเสียในเซลล์อาจเกิดความคลาดเคลื่อนได้ ดังนั้นเพื่อชดเชยค่าความคลาดเคลื่อนจึงคูณด้วยสัมประสิทธิ์ความปลอดภัยเท่ากับ 1.2

โดย $\Delta P_o'$ = ค่าความดันสูญเสียรวมในเซลล์ (kg/cm^2)
 $\Delta P_c'$ = ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบตั้งฉากกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (kg/cm^2)
 $\Delta P_b'$ = ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบขนานกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (kg/cm^2)
 N_r = จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศการไหล

จ. การคำนวณและการตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ซึ่งขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการคำนวณ จะขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่สมมุติไว้ เพื่อตรวจสอบความเหมาะสมของค่าที่สมมุติไว้จะต้องคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อ และฟิล์มภายนอกท่อ และการนำความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมโดยอาศัยทฤษฎี ถ้าค่าที่สมมุติไว้เหมาะสม ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คำนวณได้จะใกล้เคียงกับค่าสมมุติ แต่ถ้าความแตกต่างระหว่างค่าทั้งสองมีมากจะต้องทำการคำนวณขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกครั้ง โดยการสมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นใหม่

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ อัตราการไหลภายในท่อ และสมบัติทางกายภาพของของไหล ดังความสัมพันธ์ตามสมการที่ 19 (Singh and Heldman, 1993)

$$h_i = \frac{Nu_1 \times k_1}{D_i} \quad (19)$$

เมื่อ $Nu_1 = 0.023 \times Re_1^{0.8} \times Pr_1^{0.33} \times \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (20)$

โดย	F	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
	Nu_1	=	Nusselt number ด้านท่อ (-)
	k_1	=	ค่าการนำความร้อนของของไหลภายในท่อ ($\text{W/m } ^\circ\text{C}$)
	D_i	=	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ หน่วยเป็น (m)
	Re_1	=	Reynolds number ด้านท่อ (-)
	Pr_1	=	Prandtl number ด้านท่อ (-)
	μ_1	=	ความหนืดของของไหลภายในท่อ (kg/m s)
	μ_w	=	ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผนังท่อ (kg/m s)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ อัตราการไหลภายในเซลล์ และสมบัติทางกายภาพของของไหล ดังความสัมพันธ์ตามสมการที่ 21 (Sinnott, 2000)

$$h_o = \frac{Nu_2 \times k}{D_o} \quad (21)$$

เมื่อ

$$Nu_2 = 0.02 \times Re_2^{0.6} \times Pr_2^{0.33} \times \left(\frac{\mu_2}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (22)$$

โดย	h_o	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
	Nu_2	=	Nusselt number ด้านเซลล์ (-)
	k_2	=	ค่าการนำความร้อนของของไหลภายในเซลล์ ($\text{W/m } ^\circ\text{C}$)
	D_o	=	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ หน่วยเป็น (m)
	Re_2	=	Reynolds number ด้านเซลล์ (-)
	Pr_2	=	Prandtl number ด้านเซลล์ (-)
	μ_2	=	ความหนืดของของไหลภายในเซลล์ (kg/m s)
	μ_w	=	ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผิวท่อ (kg/m s)

3. การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การประเมินความเป็นไปได้ของโครงการทางเศรษฐศาสตร์ โดยวิเคราะห์จากกระแสเงินสดสุทธิ ซึ่งเปรียบเทียบระหว่างมูลค่าพลังงานที่สามารถประหยัดได้กับค่าใช้จ่ายทั้งหมดซึ่งประกอบด้วยค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้งระบบแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าใช้จ่ายในการดำเนิน

การ รวมถึงค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง เพื่อใช้เป็นข้อมูลสำหรับการพิจารณาความเป็นไปได้ในการดำเนินโครงการ ซึ่งสามารถหาได้จากวิธีการคำนวณมูลค่าปัจจุบันสุทธิ และอัตราผลตอบแทนซื้อลด โดยจะคำนึงถึงต้นทุนของเงินทุนและมูลค่าตามเวลาของกระแสเงินสดที่เกิดขึ้นตลอดระยะเวลาดำเนินโครงการ นอกจากนั้นยังสามารถใช้วิธีระยะเวลาคืนทุนซึ่งเป็นการประเมินโครงการแบบง่ายได้ด้วย ในกรณีที่ไม่นับถึงปัจจัยดังกล่าว

จากค่าผลต่างอุณหภูมิและค่าอัตราการไหลของ Water Supply สามารถคำนวณปริมาณความร้อนสูญเสีย จากสมการที่ 23 และข้อมูลเบื้องต้นของค่าความร้อนสูง (Higher Heating Value) ราคาต่อหน่วยของเชื้อเพลิง (Energy Cost) และค่าประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ (E_b) จากโรงงาน แล้วนำมาแทนค่าหามูลค่าเชื้อเพลิงที่สูญเสีย (Fuel Cost) ดังสมการที่ 24 (ฉดา, 2543)

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) \quad (23)$$

โดย $\dot{Q}$ = ปริมาณความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ หน่วยเป็น (kW)
 h_{t2} = ค่า Enthalpy ของ Water Supply ด้านทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (kJ/kg)
 h_{t1} = ค่า Enthalpy ของ Water Supply ด้านทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (kJ/kg)
 $\dot{m}$ = ปริมาณน้ำเย็นไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (kg/s)

$$Fuel_cost = \frac{\dot{Q}}{HHV * E_b} * Energy_cost \quad (24)$$

โดย HHV = ค่าความร้อนสูงของพลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้ หน่วยเป็น W/unit
 E_b = ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ

3.1 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value (NPV))

การพิจารณามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (ณดา, 2543) จากสมการที่ 25 โดยการประเมินหาผลรวมสุทธิของมูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดรับ - จ่ายตลอดระยะเวลาการดำเนินโครงการ โดยใช้อัตราส่วนลดที่เหมาะสมกับความเสี่ยงและผลตอบแทนที่ต้องการของโครงการ

$$NPV = NCF_0 + NCF_1(PVIF_{i\%,1}) + NCF_2(PVIF_{i\%,2}) + \dots + NCF_n(PVIF_{i\%,n}) \quad (25)$$

โดย NCF_n = กระแสเงินสดสุทธิของโครงการที่เกิดขึ้นในปีที่ 0 ถึง n

$PVIF_{i\%,n}$ = ตัวคูณปัจจัยหามูลค่าปัจจุบันของปีที่ n ตามอัตราส่วนลด (i %)

$$\text{ซึ่ง} \quad PVIF_{i\%,n} = (1 + i\%)^{-n} \quad (26)$$

กรณีมูลค่าปัจจุบันสุทธิเป็นบวกแสดงว่าอัตราผลตอบแทนที่ได้จากการลงทุนในโครงการนี้สูงกว่าอัตราส่วนลด หรือกรณีมูลค่าปัจจุบันสุทธิเป็นศูนย์แสดงว่าอัตราส่วนลดเท่ากับอัตราผลตอบแทน ทั้งสองกรณีมีความเป็นไปได้ในการดำเนินโครงการ แต่ถ้าหากมูลค่าปัจจุบันสุทธิเป็นลบแสดงว่าอัตราผลตอบแทนต่ำกว่าอัตราส่วนลด ไม่สมควรดำเนินโครงการเนื่องจากไม่คุ้มค่าในการลงทุน

3.2 อัตราผลตอบแทนซื้อลด (Internal Rate of Return (IRR))

อัตราผลตอบแทนซื้อลดสามารถวิเคราะห์ได้โดยการกำหนดมูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการเท่ากับศูนย์ จากนั้นคำนวณหาอัตราส่วนลดที่แทนค่าแล้วทำให้กระแสเงินสดรับเท่ากับกระแสเงินสดจ่ายพอดี ดังสมการที่ 27 (ณดา, 2543)

$$0 = NCF_0 + NCF_1(PVIF_{i\%,1}) + NCF_2(PVIF_{i\%,2}) + \dots + NCF_n(PVIF_{i\%,n}) \quad (27)$$

ซึ่งหากวิเคราะห์แล้วค่า i มีค่ามากกว่าดอกเบี้ยเงินกู้ของธนาคาร จะถือว่าโครงการมีความเป็นไปได้ที่จะลงทุน

3.3 ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period (PB))

การหาระยะเวลาคืนทุนเป็นวิธีประเมินโครงการโดยไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงมูลค่าเงินในแต่ละช่วงเวลา ซึ่งสามารถใช้เป็นเกณฑ์วิเคราะห์เบื้องต้นสำหรับหาระยะเวลาที่คุ้มค่าสำหรับการดำเนินโครงการแบบคร่าว ๆ ดังสมการที่ 28 (ฉดา, 2543)

$$n = \frac{NCF_0}{\overline{NCF}} \quad (28)$$

โดย n = ระยะเวลาคืนทุน (ปี)

NCF_0 = มูลค่าการลงทุนปีที่ 0

$\overline{NCF}$ = ค่าเฉลี่ยมูลค่าปัจจุบัน

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

1. มาตรวัดปริมาณการไหลด้านน้ำร้อน ยี่ห้อ ANDRAE LEONBERG ผลิตจากประเทศเยอรมัน ความละเอียด 0.001 ม³.
2. มาตรวัดปริมาณการไหลด้านน้ำเย็น ยี่ห้อ ASAHI ประเทศไทย ความละเอียด 0.001 ม³
3. เครื่องชั่งน้ำหนัก ยี่ห้อ SARTORIUS รุ่น QS32A ประเทศเยอรมัน ความละเอียด 0.001 กิโลกรัม
4. ชุดวัดอุณหภูมิ ยี่ห้อ MARS รุ่น P4848 ประเทศญี่ปุ่น พร้อมหัววัดแบบ เทอร์โมคัปเปิล type K
5. เครื่องบันทึกอุณหภูมิ ยี่ห้อ YOKOGAWA ประเทศญี่ปุ่น รุ่น 4370 μ R 1800 ความละเอียด 0.1 °C พร้อมหัววัดแบบ เทอร์โมคัปเปิล type K
6. โปรแกรมออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ซึ่งเขียนด้วยโปรแกรม Microsoft Visual Basic Version 6.0 ที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัยครั้งนี้
7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ ชนิดการไหล 2 กลีบด้านเซลล์ และ 4 กลีบด้านท่อ ลักษณะการไหลสวนทางกัน
8. เกจวัดความดัน ยี่ห้อ SANGI ช่วงความดัน 0 – 60 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ความละเอียด 1 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว
9. ถังพักน้ำร้อน
10. นาฬิกาจับเวลา

11. อ่างน้ำร้อน (Water Bath)

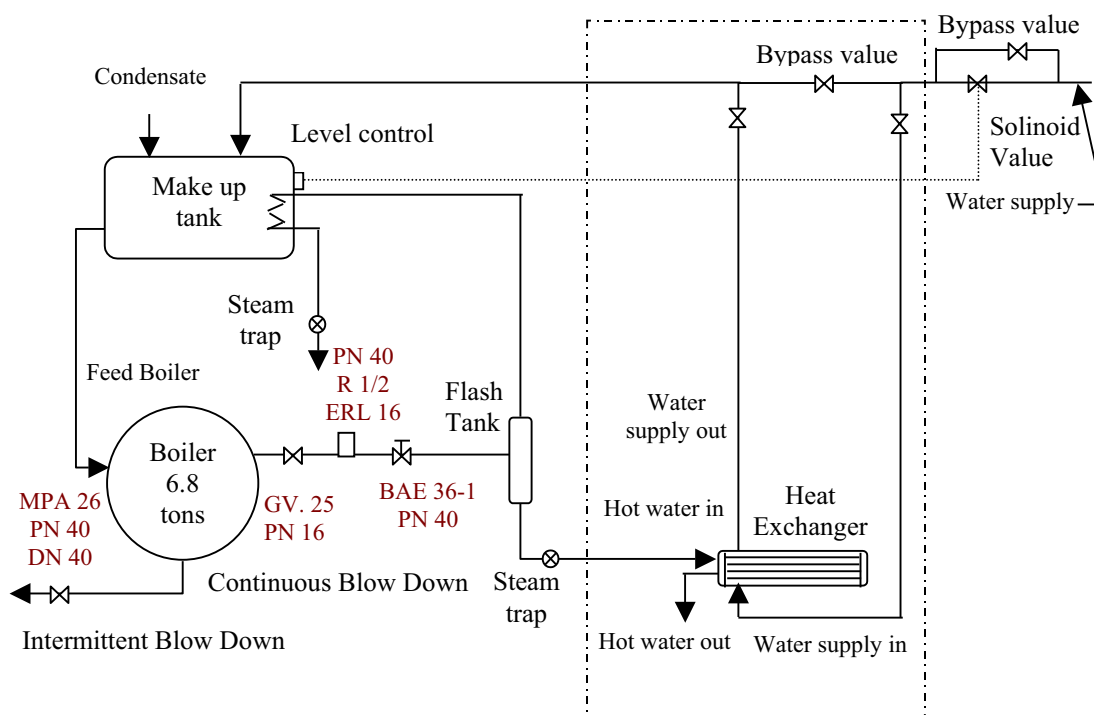
12. อ่างน้ำมัน (Oil Bath)

13. กระบอกตวง

วิธีการ

1. การเก็บข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการคำนวณ

จากระบบ Continuous Blow Down ในโรงงาน ซึ่งติดตั้งอยู่ในส่วน Surface Blow Down ของหม้อไอน้ำ มีหลักการทำงานคือ เมื่อภายในหม้อไอน้ำมีปริมาณค่า Total Dissolve Solid (TDS) เกินค่ากำหนดที่ระดับ 3500 ppm ชุดวัดปริมาณค่า TDS [ERL 16 DN 40] จะส่งสัญญาณไปยัง Continuous Blow Down Valve [BAE 36-1] ให้เปิดวาล์ว เพื่อปล่อยคาวน้ำภายในหม้อไอน้ำ ซึ่งทำให้ปริมาณ TDS ที่สะสมภายในหม้อไอน้ำลดลง และเมื่อทำการปล่อยคาวน้ำจากหม้อไอน้ำที่ความดันสูงผ่านถังแฟลช (Flash Tank) ที่ความดันต่ำ น้ำที่ปล่อยคาวน้ำจะแยกเป็น 2 ส่วน คือ ไอน้ำแฟลช (Flash Steam) และน้ำร้อน (Hot Water) โดยน้ำร้อนส่วนนี้จะนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำป้อน (Water Supply) ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อที่ได้จากการออกแบบและคำนวณด้วยโปรแกรมในงานวิจัยนี้ สำหรับปริมาณการไหลของน้ำป้อนจะมีการควบคุมจาก Level Control ที่ติดตั้งบนถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Make up Tank) โดยจะทำงานเมื่อระดับน้ำในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำลดต่ำลงถึงจุด Minimum Level ที่กำหนดไว้ Level Control จะส่งสัญญาณไปสั่งงาน Solenoid Valve ให้เปิด เพื่อป้อนน้ำเข้าถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ ส่วนไอน้ำแฟลชจะไหลตามท่อไปยังคอยล์ในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ ดังภาพที่ 8

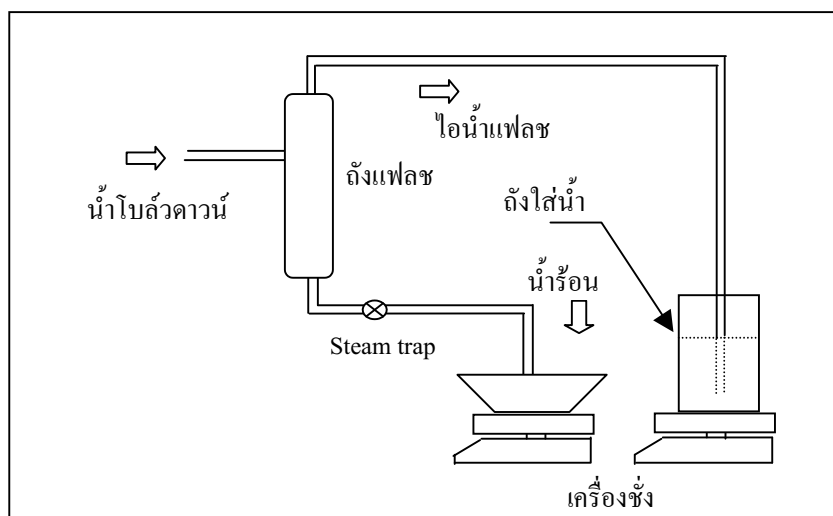


ภาพที่ 8 แสดงการติดตั้งระบบการทำงานของการโบว์ดาวน์ ชนิด Continuous Blow Down (เส้นประแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเพิ่มเติม)

สำหรับระบบหม้อไอน้ำนี้จะเก็บข้อมูลปริมาณการไหล 3 จุด คือ

1.1 ปริมาณน้ำร้อน

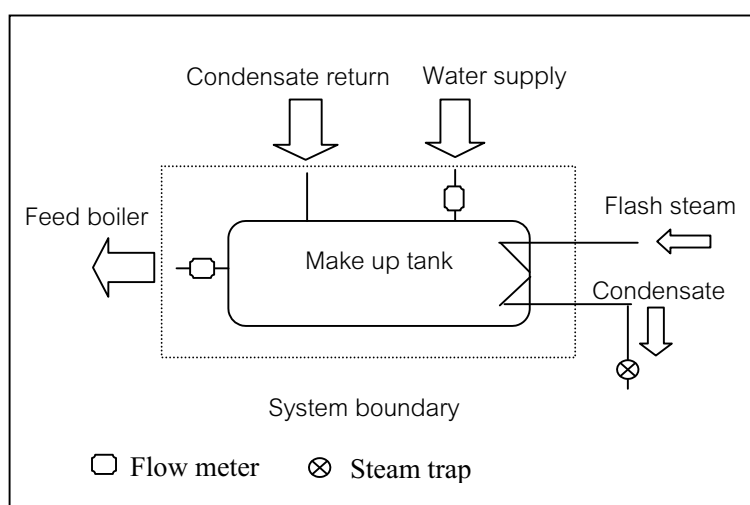
น้ำ Blow Down ที่ไหลผ่านถึงแฟลช ส่วนที่เป็นน้ำจะไหลผ่านกับดักไอน้ำ (Steam Trap) ซึ่งจะทำให้การวัดปริมาณน้ำร้อนส่วนนี้โดยการนำภาชนะมาวางบนเครื่องชั่ง ดังภาพที่ 9 จากนั้นบันทึกเวลาและน้ำหนักเพื่อหาปริมาณการไหล ส่วนไอน้ำแฟลชจะไหลไปตามท่อซึ่งปลายข้างหนึ่งอยู่ใต้ระดับน้ำภายในถัง เพื่อให้ไอน้ำควบแน่นกลายเป็นน้ำ และทำการหาปริมาณการไหลในลักษณะเดียวกับน้ำร้อน



ภาพที่ 9 แสดงการวัดปริมาณน้ำร้อน

1.2 ปริมาณน้ำเย็น

ปริมาณ Water Supply ที่ไหลเข้าถังป้อนน้ำหม้อไอน้ำ จะมีปริมาณเท่ากับส่วนต่างระหว่างปริมาณน้ำสำหรับใช้ผลิตไอน้ำโดยหม้อไอน้ำ กับ ปริมาณน้ำคอนเดนเสทกลับ ดังภาพที่ 10 สำหรับการทดลองนี้ได้นำมาตรวัดอัตราการไหลมาติดตั้งที่ท่อ Water Supply ดังนั้นการวัดอัตราการไหลของ Water Supply จึงใช้การจดบันทึกจากมาตรวัด



ภาพที่ 10 แสดงการไหลภายในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ

1.3 ปริมาณสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

พลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตไอน้ำของโรงงานเป็นน้ำมันเตาเกรด C ซึ่งสามารถหาค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้จากอัตราส่วนระหว่างปริมาณน้ำป้อนหม้อไอน้ำที่อ่านค่าได้จากมาตรวัดน้ำป้อนหม้อไอน้ำกับปริมาณการใช้ น้ำมันเตาของโรงงานซึ่งอ่านค่าได้จากมาตรวัดน้ำมันเตา

2. การสอบเทียบเครื่องมือวัด

เครื่องมือวัดในการเก็บข้อมูลควรทำการสอบเทียบก่อน เนื่องจากเครื่องมือวัดอาจมีความคลาดเคลื่อน ทำให้ค่าที่อ่านได้ขาดความแม่นยำ ดังนั้นในการทดสอบครั้งนี้ จึงมีความจำเป็นต้องทำการสอบเทียบชุดวัดอุณหภูมิ (ดังภาพผนวกที่ ง1 ถึง ง4) และมาตรวัดปริมาณการไหล (ดังภาพผนวกที่ ง5 และ ง6) เพื่อหาค่าปรับแก้ที่จะให้ได้ค่าอุณหภูมิ และค่าปริมาณการไหลที่ถูกต้อง สำหรับใช้ในการเก็บข้อมูลในช่วงการทดสอบการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นำไปติดตั้ง

2.1 การสอบเทียบเครื่องวัดพร้อมหัววัดอุณหภูมิ

การหาสมการถดถอยเพื่อใช้ในการปรับแก้อุณหภูมิที่อ่านได้จากหัววัด สามารถทำได้โดยการนำหัววัดอุณหภูมิที่ต้องการทดสอบกับหัววัดอุณหภูมิมาตรฐานจุ่มลงในอ่างน้ำร้อน (สอบเทียบที่อุณหภูมิไม่เกิน 100 °C) สำหรับการสอบเทียบที่อุณหภูมิมากกว่า 100 °C จะจุ่มลงในอ่างน้ำมัน ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิ โดยปรับอุณหภูมิ ณ จุดเริ่มต้นการสอบเทียบของหัววัดอุณหภูมิที่ทำการทดสอบ จากนั้นปรับอุณหภูมิในอ่างน้ำร้อนเพิ่มช่วงละ 3 °C อ่านค่าและบันทึกอุณหภูมิ แล้วนำค่าที่ได้ไปสร้างกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิ เพื่อหาสมการถดถอย

2.2 การสอบเทียบมาตรวัดปริมาณการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

สำหรับการสอบเทียบมาตรวัดปริมาณการไหลสำหรับการทดลองนี้ จะใช้วิธีการสอบเทียบระหว่างค่าที่อ่านได้จากมาตรวัดกับปริมาณน้ำร้อนหรือน้ำเย็นที่วัดตรงได้ โดยมีลำดับขั้นตอนสอบเทียบดังนี้

1. ปรับอัตราการไหลที่ 1, 2, 3 และ 4 ลิตรต่อนาที สำหรับมาตรวัดน้ำร้อน และปรับอัตราการไหลที่ 20, 25, 30 และ 35 ลิตรต่อนาที สำหรับมาตรวัดน้ำเย็น
2. เมื่อปรับอัตราการไหลคงที่แล้ว เริ่มจับเวลา พร้อมกับนำภาชนะรองรับน้ำที่ไหลจากทางออกมาตรวัดและบันทึกหมายเลขบนมาตรวัด
3. เมื่อครบเวลา 1 นาที นำชุดภาชนะรองรับน้ำออก พร้อมกับบันทึกหมายเลขบนมาตรวัด
4. วัดปริมาตรน้ำภายในภาชนะและบันทึก
5. ทำซ้ำจากข้อ 2 ถึง ข้อ 4 สำหรับแต่ละช่วงอัตราการไหลโดยทำอย่างละ 3 ซ้ำ
6. นำค่าที่บันทึกมาสร้างกราฟเปรียบเทียบอัตราการไหล เพื่อหาสมการถดถอยของค่าปรับแก้ สำหรับใช้ในการหาค่าอัตราการไหลที่ถูกต้อง

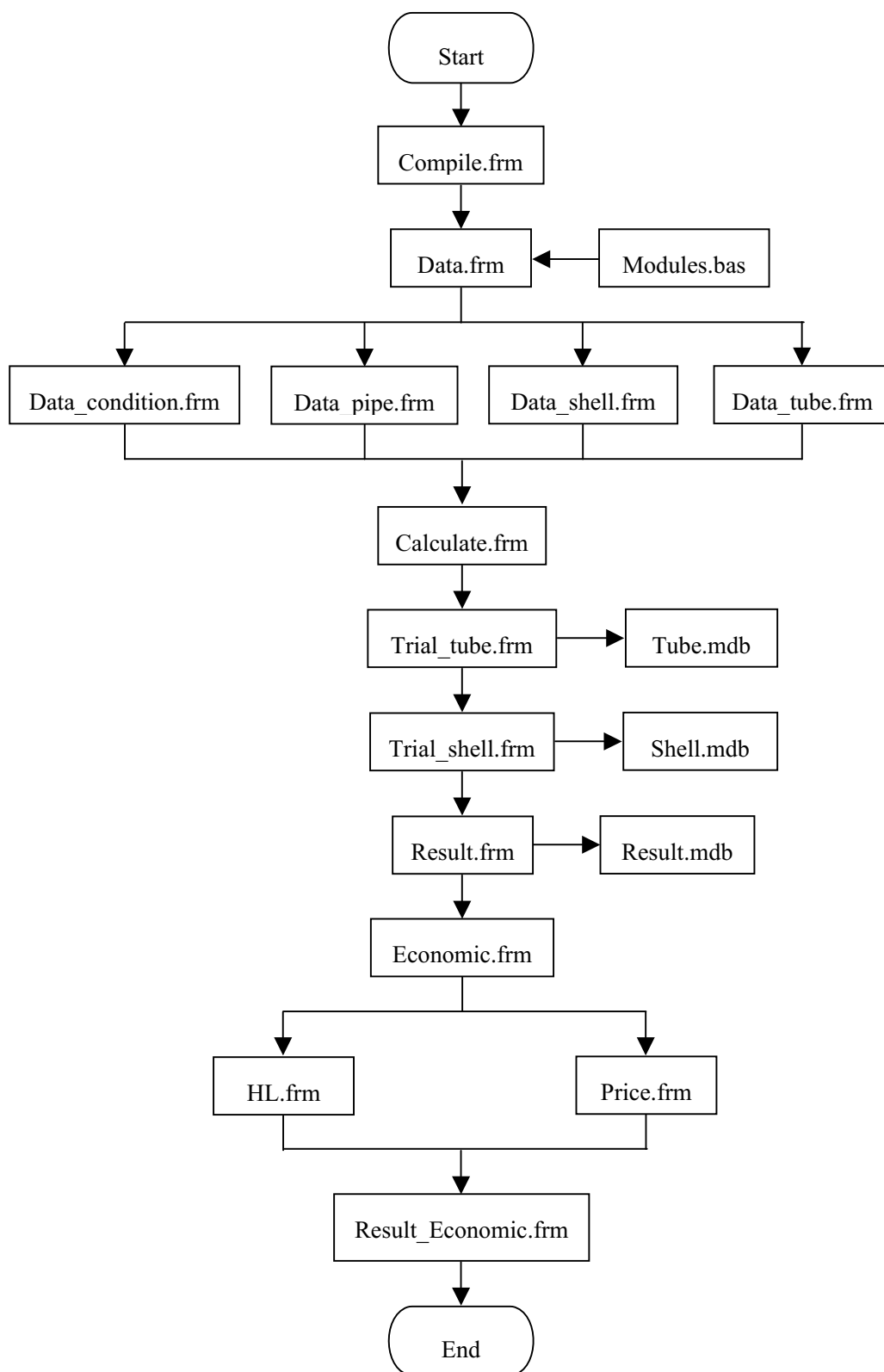
3. แผนผังของโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ

การเขียนโปรแกรมสำหรับงานวิจัยนี้ เป็นการเขียนด้วยโปรแกรม Visual Basic Version 6.0 ซึ่งประกอบด้วยการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ และการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์เพื่อนำมาวิเคราะห์ความเหมาะสมของโครงการ โดยมีลำดับขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมดังนี้

โปรแกรมจะเริ่มการทำงานจากฟอร์ม Compile.frm โดยแสดงหน้าจอเริ่มต้นการทำงาน ของโปรแกรมออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ ดังภาพผนวกที่ ก1 หลังจากนั้นจะแสดงหน้าต่างของฟอร์ม Data.frm ซึ่งเป็นหน้าจอหลัก (ภาพผนวกที่ ก2) เพื่อให้ผู้ใช้คลิกที่ ปุ่มเลือก สำหรับป้อนข้อมูลในฟอร์มต่าง ๆ ซึ่งประกอบด้วย ฟอร์ม Data_condition.frm, Data_pipe.frm, Data_shell และ Data_tube.frm สำหรับหน้าต่างของฟอร์ม Data_condition.frm จะรับข้อมูลการกำหนดค่าความดันลดของสภาวะออกแบบและเกี่ยวกับการไหลของด้านเชลล์และท่อ ดังภาพผนวกที่ ก4 ส่วนหน้าต่างของฟอร์ม Data_pipe.frm จะเป็นการกำหนดขนาดท่อแลกเปลี่ยน ความร้อนและค่าการนำความร้อนของท่อ ดังภาพผนวกที่ ก5 ในหน้าต่างของฟอร์ม Data_shell และ Data_tube.frm โปรแกรมจะรับข้อมูลสมบัติทางกายภาพและอัตราการไหลของของไหลด้าน เชลล์และท่อ ซึ่งแสดงในภาพผนวกที่ ก6 และ ก7 ตามลำดับ หลังจากนั้นในฟอร์ม Calculate.frm โปรแกรมจะแสดงกล่องข้อความเพื่อรับการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม สำหรับใช้ในการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะแสดงผลในหน้าต่าง ดังภาพผนวกที่ ก10

สำหรับการคำนวณแบบวนซ้ำของฟอร์ม Trial_tube.frm และ Trial_shell.frm โปรแกรม จะเปรียบเทียบความดันลดที่คำนวณได้ เมื่อเป็นไปตามเงื่อนไข จะแสดงรายละเอียดการคำนวณ ด้านท่อและด้านเชลล์ และให้ผู้ใช้โปรแกรมบันทึกข้อมูลใน Tube.mdb และ Shell.mdb ของ โปรแกรม Microsoft Access ดังภาพผนวกที่ ก13 และ 20 ตามลำดับ หลังจากนั้นในฟอร์ม Result.frm โปรแกรมจะตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งหากเป็นไปตาม เงื่อนไข โปรแกรมจะแสดงรายละเอียดข้อมูลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังภาพผนวกที่ ก21 สำหรับนำไปใช้ในการสร้างเครื่องต่อไป

สำหรับการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์ โปรแกรมจะเริ่มการทำงานจากฟอร์ม Economic.frm (ในภาพผนวกที่ ก23) โดยนำข้อมูลอัตราการไหลและอุณหภูมิของของไหลมาใช้ในการคำนวณหาภาระความร้อน จากนั้นให้ผู้ใช้ป้อนข้อมูลในฟอร์ม HL.frm เพื่อกำหนดค่าความ ร้อนของเชื้อเพลิง ดังภาพผนวกที่ ก26 และป้อนข้อมูลในฟอร์ม Price.frm เพื่อกำหนดระยะเวลา โครงการ ดังภาพผนวกที่ ก28 หลังจากนั้นโปรแกรมจะแสดงกล่องข้อความสำหรับรับค่าเงินลงทุนในโครงการ ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรายปี และค่าอัตราส่วนลด เพื่อใช้ในการคำนวณหา มูลค่าปัจจุบันสุทธิ อัตราผลตอบแทนภายใน และระยะเวลากินทุน โดยจะแสดงผลและวิเคราะห์ความ เป็นไปได้ของโครงการในหน้าต่างของฟอร์ม Result_Economic.frm ดังภาพผนวกที่ ก34

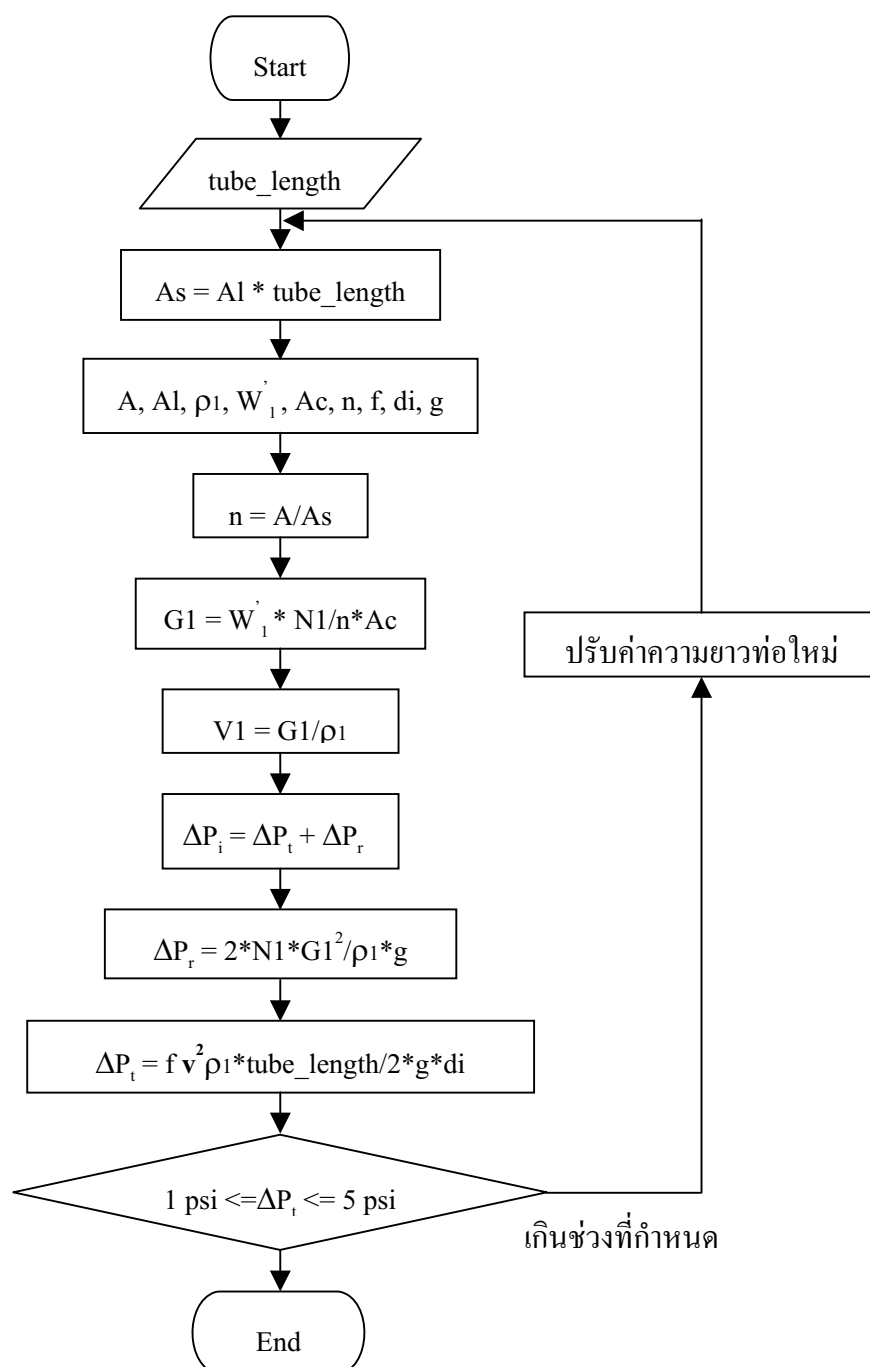


ภาพที่ 11 แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ

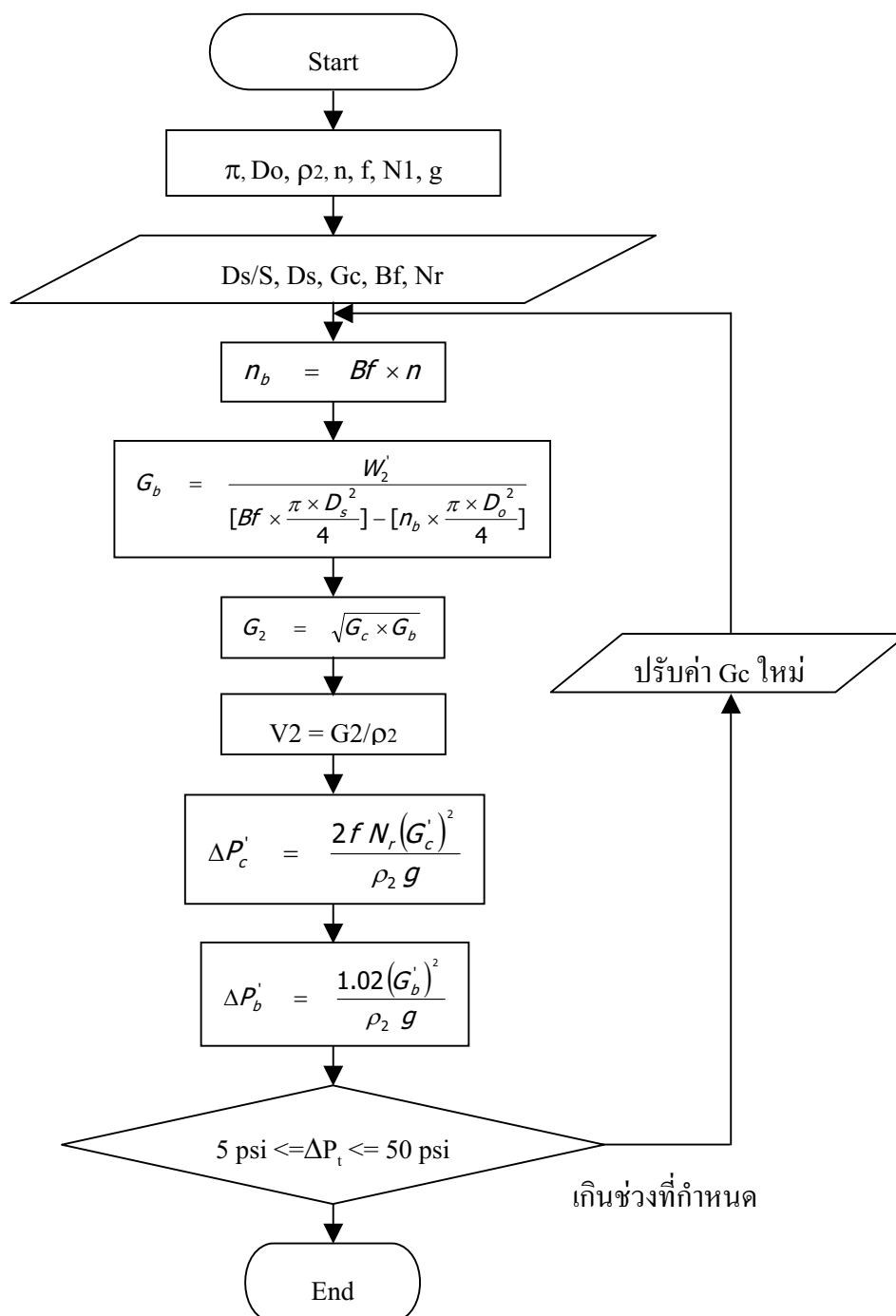
สำหรับรายละเอียดของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านท่อ (Trial_tube.frm) ซึ่งมีลักษณะการทำงานแบบวนซ้ำ โดยการเปรียบเทียบค่าความดันลดด้านท่อที่คำนวณได้ หากอยู่ในช่วงที่กำหนดในสภาวะการออกแบบ โปรแกรมจะแสดงผลการคำนวณด้านท่อ แต่ถ้าอยู่นอกช่วง โปรแกรมจะทำการเปลี่ยนค่าความยาวท่อต่อหนึ่งกลับให้โดยอัตโนมัติ ดังภาพที่ 12 แล้วเริ่มการคำนวณใหม่จนกระทั่งได้ค่าความดันลดด้านท่อไม่ควรเกิน 0.3515 kg/cm^2 หรือเทียบเท่ากับ 5 psi สำหรับความหนืดของไหล (ณ อุณหภูมิเฉลี่ย) น้อยกว่า 1.0 cp (วิวัฒน์, 2536)

รายละเอียดของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านเชลล์ (Trial_shell.frm) จะมีการทำงานแบบวนซ้ำในลักษณะเดียวกันกับด้านท่อ โดยในกรณีที่ค่าความดันลดที่คำนวณได้อยู่นอกช่วงที่กำหนดในสภาวะออกแบบ โปรแกรมจะแสดงกล่องรับข้อมูล สำหรับรับค่าอัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ในทิศตั้งฉากกับมัดท่อ ดังภาพที่ 13 เพื่อเริ่มต้นการคำนวณด้านเชลล์ใหม่ จนกระทั่งได้ค่าความดันลดอยู่ในช่วงระหว่าง 0.3515 ถึง 3.5154 kg/cm^2 หรือเทียบเท่ากับ 5 – 50 psi (Fraas, 1989)

โปรแกรมย่อยของผลการคำนวณและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Result.frm) จะตรวจสอบค่าความแตกต่างระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ประมาณกับที่คำนวณได้ ดังภาพที่ 14 หากมีค่าแตกต่างมากกว่าที่กำหนด จะย้อนกลับไปเริ่มต้นการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมใหม่ โดยให้มีค่าใกล้เคียงกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คำนวณ (U (calculate)) กรณีค่าผลต่างระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ประมาณกับที่คำนวณได้มีค่าอยู่ในช่วงที่กำหนดตามเงื่อนไข (คลาดเคลื่อนไม่เกิน $\pm 5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$) โปรแกรมย่อยจึงจะเสร็จสมบูรณ์ สำหรับการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งไปตามเงื่อนไขทุกประการ

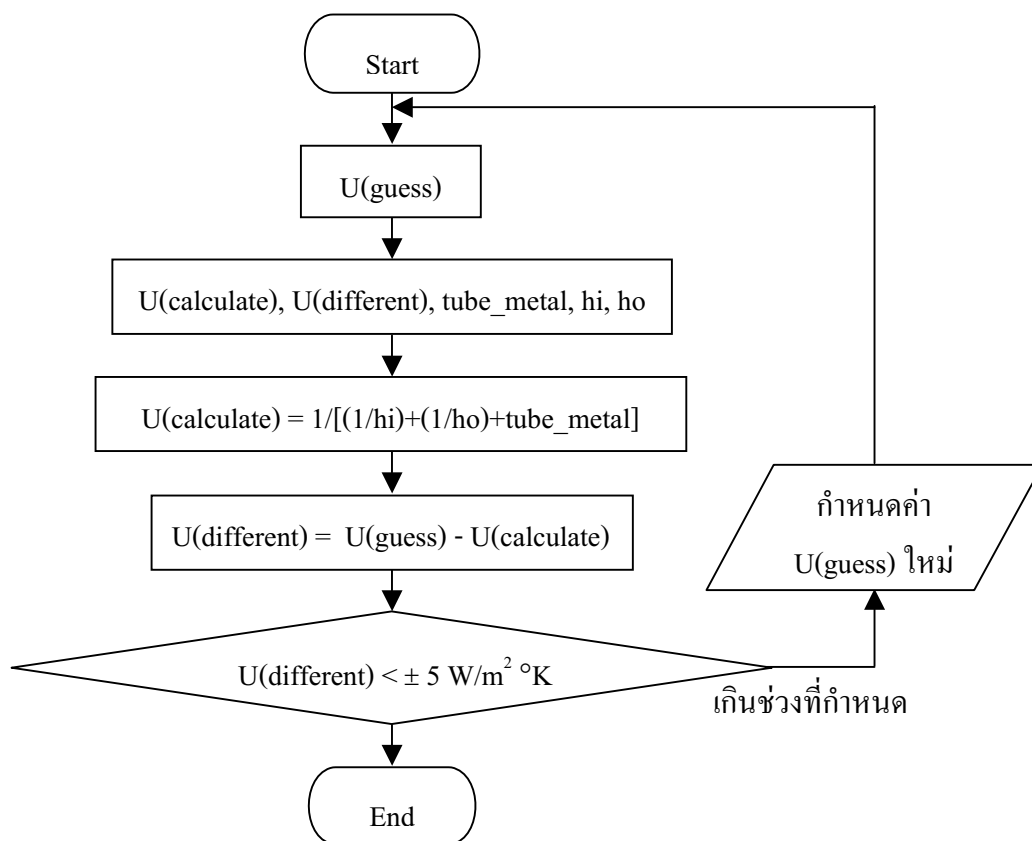


ภาพที่ 12 แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านท่อจากฟอร์ม Trial_tube.frm



ภาพที่ 13 แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยในการคำนวณด้านเชลล์จากฟอรัม

Trial_shell.frm



ภาพที่ 14 แผนผังแสดงการทำงานของโปรแกรมย่อยของผลการคำนวณและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากฟอร์ม Result.frm

4. สถานที่ทำการทดลอง

ภาควิชาวิศวกรรมอาหาร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน จังหวัดนครปฐม

บริษัท อัมพลฟู๊ดส์ โปสเซสซิ่ง จำกัด 57 หมู่ 3 ถนนพุทธมนทลสาย 5 ตำบลกระทุ่มล้ม อำเภอสามพราน จังหวัดนครปฐม

5. ระยะเวลาในการทดลอง

การทดลองครั้งนี้เริ่มตั้งแต่เดือน พฤษภาคม 2545 ถึงเดือน มีนาคม 2547

ผลและวิจารณ์

สำหรับโครงการวิจัยนี้สามารถแยกการทดสอบเป็น 3 ระยะ คือ การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การสร้างและทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เพื่อการลงทุน

1. การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้เป็นการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ (Shell and Tube Exchanger) เนื่องจากจุดมุ่งหมายของงานวิจัยต้องการให้ทางโรงงานสามารถใช้โปรแกรมในการออกแบบและสามารถประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นได้เอง ส่งผลให้ราคาเครื่องมีต้นทุนที่ต่ำ ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Type Exchanger) นอกจากนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อสามารถกำหนดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ตามที่คำนวณ ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นนั้นจะเกิดปัญหาเรื่องตะกอนอุดตันได้ง่าย จึงอาจไม่เหมาะสมกับการใช้งานในลักษณะนี้ สำหรับกรณีเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double – pipe Exchanger) พบว่าความง่ายในการสร้างและราคาอาจจะใกล้เคียงกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเชลล์และท่อ แต่หากเลือกใช้กับงานที่ต้องการพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมาก จะส่งผลให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ซึ่งไม่เหมาะสมกับการติดตั้งในโรงงานที่มีพื้นที่ใช้งานค่อนข้างจำกัด

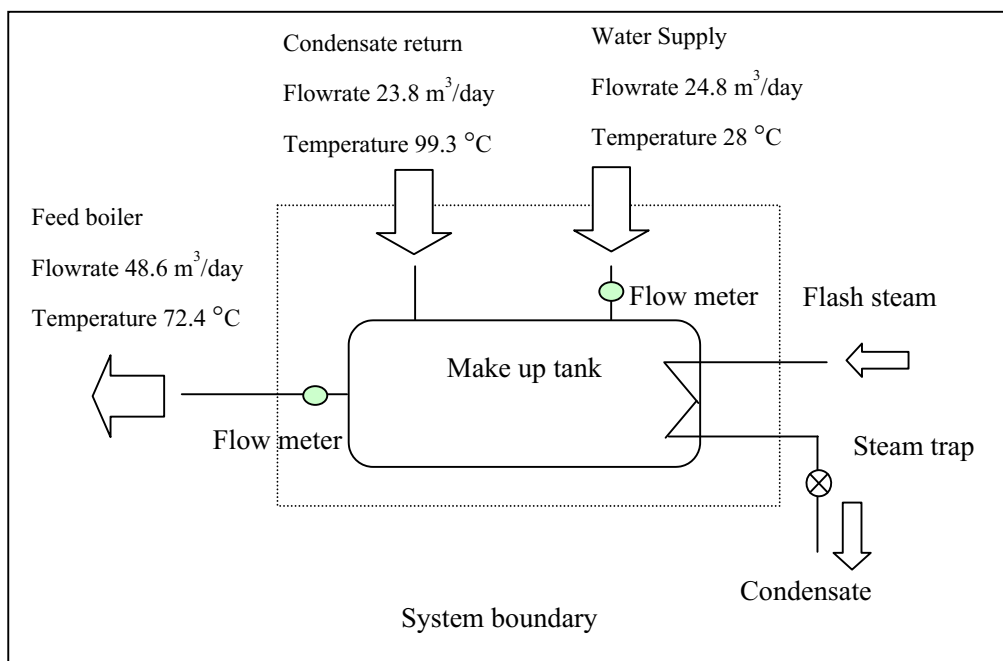
การคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อสำหรับใช้ในระบบไอน้ำของโรงงาน จะต้องทราบข้อมูลเบื้องต้นในระบบไอน้ำของโรงงาน ได้แก่ ปริมาณน้ำร้อน ปริมาณน้ำ Water Supply และอุณหภูมิทางเข้า - ออก เป็นต้น จากนั้นใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นจากโครงการวิจัยนี้ (ซึ่งมีการทดสอบโปรแกรม ดังรายละเอียดในภาคผนวก จ) ในการประมวลผล หาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อที่เหมาะสมกับการใช้งาน

1.1 ข้อมูลจากการตรวจวัดภายในโรงงาน

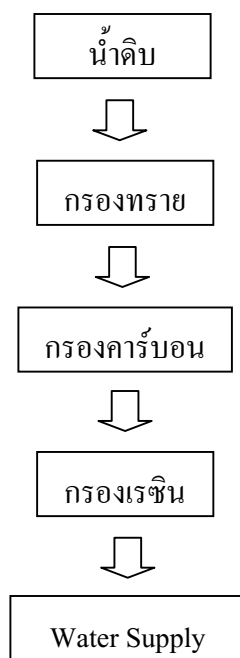
จากการตรวจสอบระบบไอน้ำของโรงงานช่วงเดือนกันยายน พ.ศ. 2544 โดยรวบรวมบันทึกข้อมูลปริมาณการไหลของน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water) พบว่าการใช้น้ำสำหรับผลิตไอน้ำมีปริมาณเฉลี่ย 48.6 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน โดยน้ำส่วนหนึ่งนำกลับมาจากกระบวนการคอนเดนเสทภายในโรงงาน ซึ่งมีปริมาณไม่เพียงพอ ดังนั้นจึงต้องนำ Water Supply ที่มีอุณหภูมิเพียง 28 องศาเซลเซียสมาใช้เพิ่มเติม ซึ่งจากการติดตั้งมาตรวัดปริมาณการไหลของ Water Supply ที่ไหลเข้าถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Make up Tank) พบว่ามีปริมาณเฉลี่ย 24.8 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน จากสมดุลมวลในแผนภูมิภาพที่ 15 สามารถคำนวณหาปริมาณคอนเดนเสทที่นำกลับมาใช้ได้ทั้งสิ้นประมาณ 23.8 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน และมีอุณหภูมิ 99.3 องศาเซลเซียส สำหรับการนำ Water Supply ที่ผ่านกระบวนการกรองของโรงงาน (ดังภาพที่ 16) มาใช้ โดยจะนำมาผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนและให้ไหลเข้าด้านเซลล์เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นแล้วจึงปล่อยเข้าสู่ถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ ส่วนทางด้านท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้น้ำร้อนจากระบบ Continuous Blow Down มีอัตราการไหล 4.1 ลิตรต่อนาที และมีอุณหภูมิ 99.1 องศาเซลเซียสโดยเฉลี่ยให้ไหลเข้าเพื่อช่วยในการถ่ายพลังงานความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 17

การกำหนดให้น้ำร้อนไหลเข้าทางด้านท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากในงานวิจัยนี้จะใช้น้ำร้อนจากระบบ Continuous Blow Down ซึ่งมีตะกอนและสิ่งสกปรกปะปนอยู่ ดังนั้นเมื่อใช้งานไปสักระยะหนึ่งจะเกิดตะกอนที่ผิวภายในท่อซึ่งผู้ใช้งานจะสามารถทำความสะอาดได้ง่ายกว่าตะกอนที่เกิดภายในเซลล์ นอกจากนั้นน้ำร้อนในท่อจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นในเซลล์ ดังนั้นน้ำเย็นนอกท่อจะทำหน้าที่คล้ายกับฉนวนกันความร้อน ส่งผลให้ความร้อนจะสูญเสียน้อยกว่า นอกจากนั้นยังสามารถลดความหนาของฉนวนกันความร้อนที่ใช้หุ้มเซลล์ตลอดจนค่าติดตั้งฉนวนได้

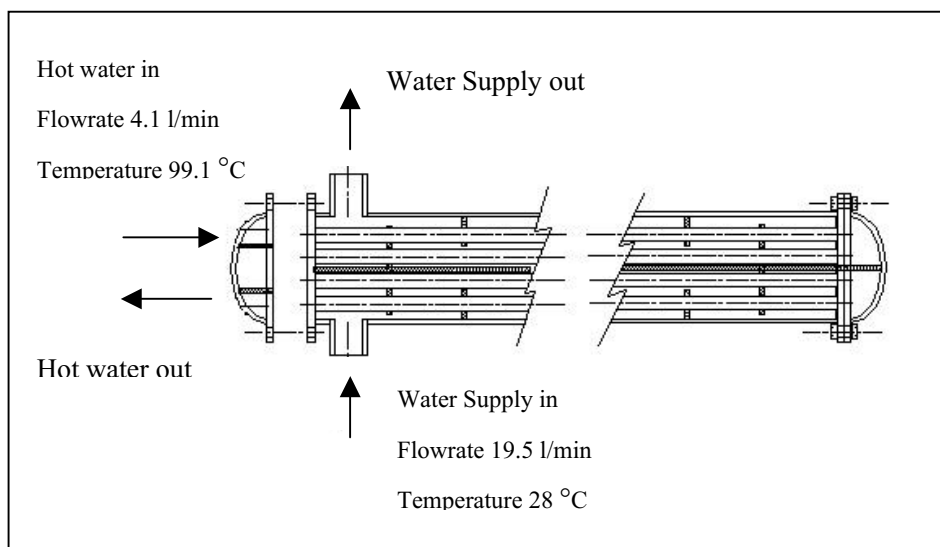
จากการเก็บข้อมูลปริมาณการไหลและอุณหภูมิของน้ำร้อนจากระบบ Continuous Blow Down และ Water Supply ที่ไหลเข้าถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำในเดือนกันยายน พ.ศ. 2544 ก่อนทำการปรับปรุงระบบการประหยัดพลังงาน พบว่าในช่วงเดียวกันมีการใช้น้ำมันเตาไปทั้งสิ้น 64,930 ลิตร เพื่อใช้ในการผลิตไอน้ำปริมาณ 1,288 ลูกบาศก์เมตร ซึ่งคิดเป็นค่าสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่อน้ำป้อนหม้อไอน้ำเฉลี่ยเท่ากับ 50.4 ลิตรต่อลูกบาศก์เมตร



ภาพที่ 15 แผนภูมิแสดงข้อมูลปริมาณการไหลและอุณหภูมิภายในถังน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Make up Tank)



ภาพที่ 16 แผนผังแสดงกระบวนการกรองน้ำของโรงงาน



ภาพที่ 17 แผนภูมิแสดงข้อมูลปริมาณการไหลและอุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2 ข้อมูลสำหรับใส่ค่าในโปรแกรม

การกำหนดขนาดท่อสามารถเลือกได้จากตารางผนวกที่ ค2 และ ค3 เพื่อนำมาป้อนในโปรแกรม (ดังภาพผนวกที่ ก5) ส่วนค่าจากการตรวจวัดและค่าสมบัติทางกายภาพของของไหลสำหรับใส่ในช่องรับข้อมูลแต่ละช่อง ด้านเซลล์และด้านท่อ (ดังภาพผนวกที่ ก6 และภาพผนวกที่ ก7 ตามลำดับ) สามารถตรวจสอบได้จากตารางผนวกที่ ค4 ซึ่งข้อมูลสำหรับการออกแบบได้แสดงรายละเอียดไว้ดังตารางที่ 6

ตารางที่ 6 ข้อมูลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับป้อนในโปรแกรม

หน่วยข้อมูล	รายละเอียด	ค่า	หน่วย
1. ขนาดท่อ	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (do)	9.525	มม.
	เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (di)	7.036	มม.
	ความหนาผนังท่อ (bw)	1.245	มม.
	ความนำความร้อนของผนังท่อ (kw)	46.73	วัตต์/เมตร เคลวิน
2. การไหลด้านท่อ	ความหนาแน่นของของไหล	992.3	กก./ลบ.ม.
	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล	4.174	กิโลจูล/กก. เคลวิน
	ความหนืดของของไหล	0.000676	กก./เมตร วินาที
	ความนำความร้อนของของไหล	0.63	วัตต์/เมตร เคลวิน
3. การไหลด้านเซลล์	<u>ภายในท่อ</u>		
	ความหนาแน่นของของไหล	991.2	กก./ลบ.ม.
	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล	4.178	กิโลจูล/กก. เคลวิน
	ความหนืดของของไหล	0.000615	กก./เมตร วินาที
	ความนำความร้อนของของไหล	0.64	วัตต์/เมตร เคลวิน
	อัตราการไหล	0.321	กก./วินาที
	<u>ผนังท่อ</u>		
	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล	4.183	กิโลจูล/กก. เคลวิน
	ความหนืดของของไหล	0.000703	กก./เมตร วินาที
	ความนำความร้อนของของไหล	0.63	วัตต์/เมตร เคลวิน

1.3 ผลการคำนวณจากโปรแกรม

ผลการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากโปรแกรมในด้านท่อที่แสดงไว้ดังในภาพที่ 18 และในด้านเซลล์ดังภาพที่ 19 ซึ่งจะใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบ ได้แก่ ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น ระยะห่างระหว่างท่อ ความยาวท่อ จำนวนช่องระหว่างแผ่นกั้น ข้อ

กำหนดในการออกแบบ และค่าสภาวะการทำงานของเครื่องที่ได้จากการคำนวณ เช่น ความเร็วของการไหล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดเป็นต้น โดยตารางที่ 7 เป็นข้อมูลสรุปที่ได้จากการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อมูลสรุปสำหรับการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแสดงดังภาพที่ 20

ตารางที่ 7 ผลการคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากโปรแกรม

ผลการคำนวณจากโปรแกรมการออกแบบ	ค่า	หน่วย
1. รายละเอียดด้านท่อ ความต้านทานความร้อนของผนังท่อ	2.66×10^{-5}	ตร.ม. เคลวิน/วัตต์
อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่	878.3	กก./ตร.ม. วินาที
เลขเรย์โนลด์	9142	-
เลขแฟรนค์ทอลล์	4.48	-
เลขนัสเซิลท์	61.81	-
ความเร็วการไหลภายในท่อ	0.89	ม./วินาที
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ	5534	วัตต์/ตร.ม. เซลเซียส
ความดันลดจากการไหลในท่อ	0.117	กก./ตร.ซม.
ความดันลดช่วงการเปลี่ยนทิศทางการไหล	0.063	กก./ตร.ซม.
ความดันลดรวม	0.18	กก./ตร.ซม.
จำนวนท่อ	8	ท่อ
จำนวนท่อต่อเที่ยวการไหล	2	ท่อ
ความยาวท่อต่อเที่ยวการไหล	2.27	ม.
ความยาวท่อรวม	9.08	ม.

ตารางที่ 7 (ต่อ)

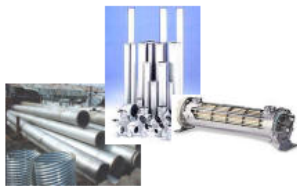
ผลการคำนวณจากโปรแกรมการออกแบบ	ค่า	หน่วย
2. รายละเอียดด้านเซลล์ อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ขานานมัดต่อ	960	กก./ตร.ม. วินาที
อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ตั้งฉากมัด		
ต่อ	400	กก./ตร.ม. วินาที
อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่	620	กก./ตร.ม. วินาที
เลขเรย์โนลด์	9598	-
เลขแฟรนค์ทิล	4.02	-
เลขนัสเซิลท์	76.03	-
ความเร็วการไหลภายในเซลล์	0.625	ม./วินาที
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ	5100	วัตต์/ตร.ม. เซลเซียส
ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น	10.53	ซม.
จำนวนช่องแผ่นกั้น	21	ช่อง
ความดันลดช่วงการไหลตั้งฉากมัดต่อ		
หนึ่งช่วง	3.03×10^{-6}	กก/ตร.ซม.
ความดันลดช่วงการไหลขานานมัดต่อ		
หนึ่งช่วง	0.0097	กก/ตร.ซม.
ความดันลดรวม	0.5035	กก/ตร.ซม.
3. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	2479	วัตต์/ตร.ม. เซลเซียส

Heat Exchanger Design

Result (tube side) Trial No. 74

Tube	
Tube metal resistance	2.66E-05 m ² °K/W
Reynolds number	9142
Nu	61.81
Pr	4.479
Velocity	0.885 m/s
h _i	5534 W/m ² °K
Mass flow rate	878.3 kg/m ³ s
ΔP _t	0.118 kg/cm ²
ΔP _r	0.063 kg/cm ²
Total pressure drop	0.181 kg/cm ²
Total length	9.08 m

Tube	
Tube length per pass	2.27 m
Total_tube	8 tubes
Tube per pass	2 tubes



[Next](#)

ภาพที่ 18 หน้าจอแสดงผลของการคำนวณด้านท่อ

Heat Exchanger Design

Result (shell side) Trial No. 1

Shell	
Mass flow rate (Gb)	956.8 kg/m ³ s
Mass flow rate (Ge)	618.6 kg/m ³ s
Reynolds no.	9581
Pr	4.021
Nu	75.95
h _o	5095.5 W/m ² °K
Velocity	0.624 m/s
Baffle space	10.5 cm
Cross flow	21
ΔP _o	3.03E-04 kg/cm ²
ΔP _b	0.01 kg/cm ²
Total pressure drop	0.5 kg/cm ²

Shell	
Tube spacing	11.9 mm
Ds/s	3.646
Shell diameter	76.3 mm
Mass flow rate (Gc)	400 kg/m ³ s
% Baffle cut	25 %



[Next](#)

ภาพที่ 19 หน้าจอแสดงผลของการคำนวณด้านเชลล์

Heat Exchanger Design

Data for design

Data

Baffle space	10.5 cm	Tube spacing	11.9 mm
Tube length per pass	227 cm	Total Tube length	908 cm
Crossflow per pass	21	Total crossflow	42
Tube pass	4	Shell pass	2
Pressure drop [tube]	0.181 kg/cm ²	Pressure drop [shell]	0.5 kg/cm ²
h_i	5534 W/m ² K	h_o	5095.5 W/m ² K
Tube resistance	2.66E-05 m ² K/W	U (calculate)	2477.72 W/m ² K

Temperature

Temp inlet [shell] 28 °C

Temp. outlet [tube] 32 °C

Temp. inlet [tube] 100 °C

Temp outlet [shell] 37 °C

U

U (guess) 2479 W/m² K

U (calculate) 2477.726 W/m² K

U (difference) 1.274 W/m² K

Size

Shell inside diameter (ds) 76.3 mm

Tube inside diameter (di) 7.036 mm

Tube outside diameter (do) 9.525 mm

Trial No.

Record **Trial again** **Economic**

ภาพที่ 20 หน้าจอแสดงข้อมูลสรุปสำหรับการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2. การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับโครงการวิจัยนี้เมื่อสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วสามารถแยกการทดสอบเป็น 3 ส่วนคือ การทดสอบก่อนนำไปติดตั้งที่โรงงาน การติดตั้งในระบบไอน้ำของโรงงาน และการทดสอบที่สภาวะออกแบบ

2.1 การทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน

การทดสอบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก่อนติดตั้งที่โรงงานพบว่าจะมีอุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้ามีค่าเป็น 32 °C และน้ำร้อนขาเข้ามีค่าเป็น 99 °C แล้วจึงปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ 19.5, 25, 30 และ 33.3 ลิตรต่อนาที โดยแต่ละระดับการไหลของน้ำเย็นจะทำการทดลองโดยปรับค่าอัตราการไหลด้านน้ำร้อนที่อัตราการไหล 0.5, 1, 2, 3 และ 4.1 ลิตรต่อนาที เมื่อได้อัตราการไหลด้านน้ำร้อนและน้ำเย็นตามต้องการ ให้วัดค่าอุณหภูมิทางออกของด้านเชลล์และท่อ สำหรับคำนวณหาภาระความร้อน (Heat Load) ค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) และค่าประสิทธิภาพ (Efficiency) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการที่ 29 ถึงสมการที่ 31 ตามลำดับ

$$q = \dot{m}_h \times c_h \times \Delta T_h \quad (29)$$

โดย q = ค่าภาระความร้อน (kW)
 ΔT_h = ผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อนระหว่างทางเข้ากับทางออกด้านท่อ (°C)

จากสมการ $\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho})}{C_{\min} (T_{hi} - T_{ci})}$ เมื่อพิจารณาค่าความจุความร้อนที่น้อยที่สุด ($C_{\min}$) ซึ่งหาได้จากผลคูณของ $\dot{m}c$ ของด้านการไหลที่มีค่าน้อยที่สุด พบว่า $\dot{m}_h c_h < \dot{m}_c c_c$ ตลอดช่วงการเปลี่ยนแปลงของ $\dot{m}_h$ และ $\dot{m}_c$ ดังนั้นค่า $C_{\min}$ จึงมีค่าเท่ากับ $\dot{m}_h c_h$ ดังแสดงในสมการที่ 30

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho})}{\dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ci})} \quad (30)$$

$$efficiency = \frac{\dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci})}{\dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho})} \times 100\% \quad (31)$$

โดย ε = ค่าประสิทธิผล (Effectiveness)
 $efficiency$ = ค่าประสิทธิภาพ (%)
 $\dot{m}_h$ = ปริมาณน้ำร้อนไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (kg/s)
 $\dot{m}_c$ = ปริมาณน้ำเย็นไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (kg/s)
 c_h = ความจุความร้อนของน้ำร้อน (kJ/kg °C)
 c_c = ความจุความร้อนของน้ำเย็น (kJ/kg °C)
 T_{hi} = อุณหภูมิของน้ำร้อนด้านทางเข้าท่อ (°C)
 T_{ho} = อุณหภูมิของน้ำร้อนด้านทางออกท่อ (°C)
 T_{ci} = อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านทางเข้าเซลล์ (°C)
 T_{co} = อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านทางออกเซลล์ (°C)

ตารางที่ 8 ถึงตารางที่ 11 เป็นข้อมูลการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทดสอบ โดยอัตราการไหลน้ำเย็นที่มีค่าต่าง ๆ กัน ซึ่งจะได้ค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างทางเข้ากับทางออกด้านน้ำร้อน (ΔT_h) และด้านน้ำเย็น (ΔT_c)

ตารางที่ 8 ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) (%)
0.5	47.9	1.2	1693	94.76	82.48
1	46.3	2.1	3112	93.99	74.30
2	38.0	3.6	5317	97.85	60.98
3	35.3	5.1	7429	95.79	53.16
4.1	31.6	5.8	8792	92.03	47.39

ตารางที่ 9 ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 25 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) (%)
0.5	48.9	0.9	1692	98.23	86.64
1	46.5	1.8	3197	95.69	75.10
2	43.0	3.4	5949	98.90	65.42
3	37.8	4.5	7908	98.47	57.02
4.1	33.7	5.1	9439	93.22	50.63

ตารางที่ 10 ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 30 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) (%)
0.5	49.5	0.8	1728	98.83	87.00
1	49.2	1.6	3399	99.74	78.03
2	44.4	3.0	6192	99.66	67.80
3	40.1	3.9	8411	97.18	60.67
4.1	36.2	4.6	10106	94.76	54.45

ตารางที่ 11 ผลการทดสอบก่อนติดตั้งที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 33.3 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) (%)
0.5	49.7	0.7	1729	96.77	86.69
1	49.4	1.5	3432	99.28	78.80
2	45.6	2.8	6358	99.94	69.59
3	41.2	3.8	8688	99.83	62.02
4.1	38.0	4.2	10548	91.39	57.08

จากการทดสอบเมื่อปรับอัตราการไหลด้านน้ำร้อนให้น้อยลงจากอัตราการไหล 4.1 ลิตรต่อนาที มาที่ 0.5 ลิตรต่อนาที ดังตารางที่ 8 ถึงตารางที่ 11 พบว่าค่าภาระความร้อนมีค่าลดลงเนื่องจากการลดอัตราการไหลด้านน้ำร้อน ($\dot{m}_h$) หมายถึงน้ำร้อนจะไหลช้าลง ส่งผลให้การ

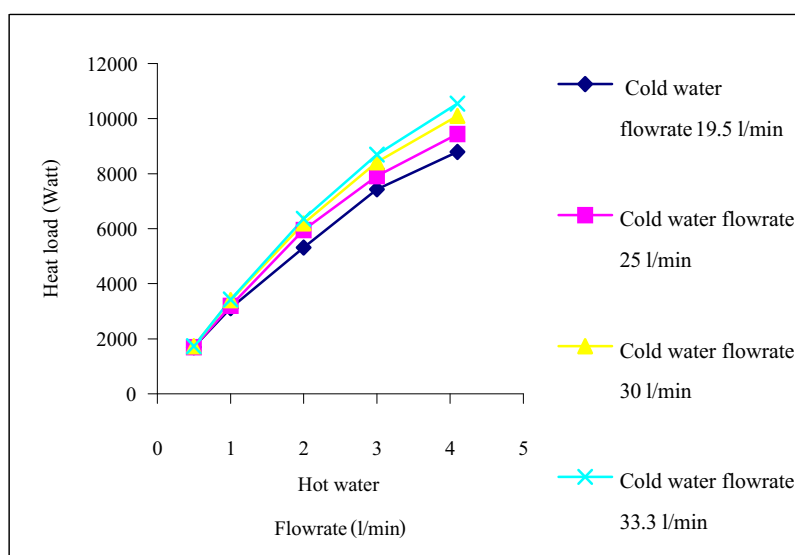
แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่อุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางเข้าท่อ (T_{hi}) ไม่เปลี่ยนแปลง ดังนั้นค่าอุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางออกท่อ (T_{ho}) จึงมีค่าลดลง เมื่อพิจารณาจากสมการที่ 29 ในกรณีที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อน ($\dot{m}_h$) มีค่าลดลงในอัตราที่มากกว่าการเพิ่มขึ้นของผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อนระหว่างทางเข้ากับทางออกด้านท่อ (ΔT_h) จึงทำให้ค่าภาระความร้อนลดลง ส่วนค่าประสิทธิภาพผลจะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเซลล์ (T_{ci}) คงที่ ดังนั้นเมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางออกเซลล์ (T_{co}) จะเพิ่มขึ้น และในทางกลับกันอุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางออกท่อ (T_{ho}) จะลดลง ดังนั้นเมื่อคำนวณโดยสมการที่ 30 ค่าประสิทธิภาพจึงมีค่าเพิ่มขึ้น

สำหรับค่าประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนระหว่างพลังงานที่ให้จากด้านน้ำร้อนกับพลังงานความร้อนที่ได้รับทางด้านน้ำเย็น ดังสมการที่ 31 เมื่อพิจารณาจากข้อมูลในการทดสอบ พบว่าค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 91.39 – 99.94 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งหมายถึงมีพลังงานความร้อนส่วนหนึ่งที่สูญเสียไป เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่อากาศ นอกจากนั้นอาจเกิดจากความละเอียดของเครื่องมือวัดหรือความคลาดเคลื่อนในขณะอ่านค่า ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลที่อ่านได้คลาดเคลื่อนไปบ้าง

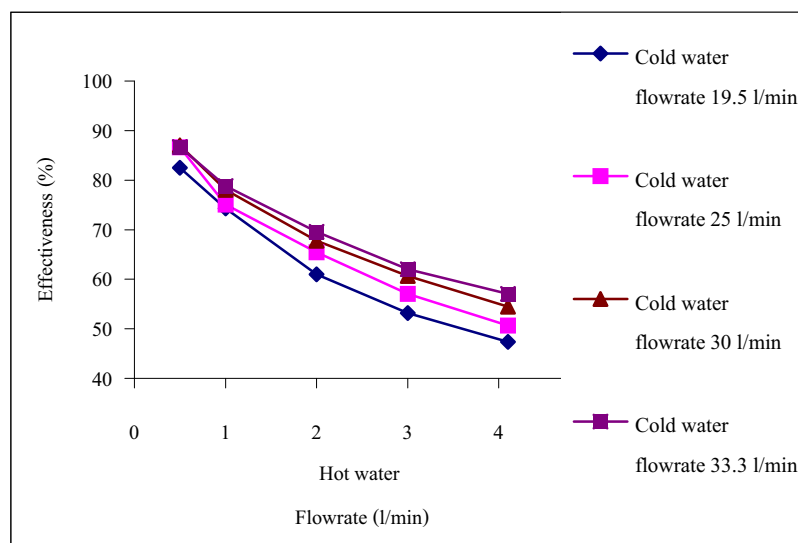
เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่และมีค่าสูงที่ 4.1 ลิตรต่อนาที ขณะที่อัตราการไหลของน้ำเย็นสูงขึ้น จากตารางที่ 8 ถึงตารางที่ 11 พบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ 19.5, 25, 30 และ 33.3 ลิตรต่อนาที จะมีค่าภาระความร้อนเท่ากับ 8792, 9439, 10106 และ 10548 วัตต์ ตามลำดับ จากผลการทดสอบเห็นได้ว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลด้านน้ำเย็น จะทำให้ความสามารถในการรับภาระความร้อนจากของไหลด้านน้ำร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อน (T_{ho}) ลดลง ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากสมการที่ 29 พบว่าค่าภาระความร้อนจะเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาจากสมการที่ 30 ซึ่งอุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางเข้าท่อ (T_{hi}) และอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเซลล์ (T_{ci}) คงที่ ในขณะที่อุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อน (T_{ho}) ลดลง ทำให้ค่าประสิทธิภาพที่คำนวณได้จึงมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ที่อัตราการไหลของน้ำร้อนต่ำ ๆ ภาระความร้อนไม่ค่อยแตกต่างกัน เช่นเมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่เท่ากับ 0.5 ลิตรต่อนาที ในขณะที่ปรับค่าอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ 19.5, 25, 30 และ 33.3 ลิตรต่อนาที พบว่าค่าภาระความร้อนอยู่ในช่วง 1693 – 1729 วัตต์ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกัน (ดังแสดงในภาพที่ 21) ทั้งนี้เนื่องจากน้ำร้อนที่ไหลช้า (น้อยกว่า 1 ลิตรต่อนาที) มีลักษณะการไหลแบบราบเรียบ (Lamiar, $Re < 2300$) ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ถึงแม้ว่าจะเพิ่มปริมาณการไหลด้านน้ำเย็นก็ไม่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากน้ำร้อนเพิ่มได้มาก

นัก ซึ่งหมายถึง ΔT_h มีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากสมการที่ 29 จะพบว่าภาระความร้อนจะแตกต่างกันน้อยกว่ามากเช่นกัน

เมื่อพิจารณาค่าประสิทธิผล ในภาพที่ 22 พบว่าที่อัตราการไหลของน้ำร้อนต่ำ (น้อยกว่า 1 ลิตรต่อนาที) เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นสูงขึ้น จะมีค่าประสิทธิผลแตกต่างกันน้อย ซึ่งมีสาเหตุในการทำงานเดียวกันกับการพิจารณาค่าภาระความร้อน จึงส่งผลให้ ΔT_h มีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากสมการที่ 30 จะพบว่าค่าประสิทธิผลมีค่าแตกต่างกันน้อยมากเช่นกัน



ภาพที่ 21 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Heat load และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็นต่าง ๆ

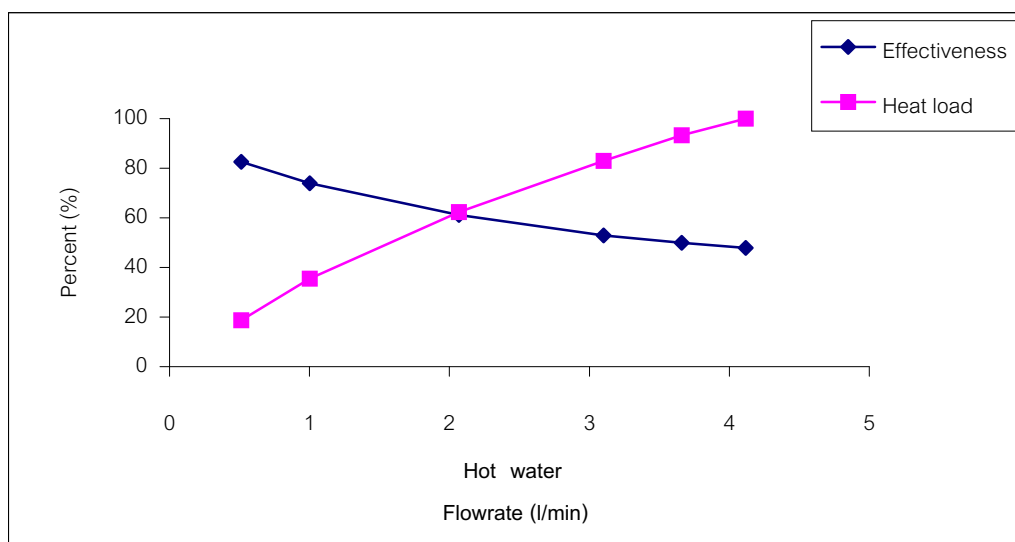


ภาพที่ 22 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็นต่าง ๆ

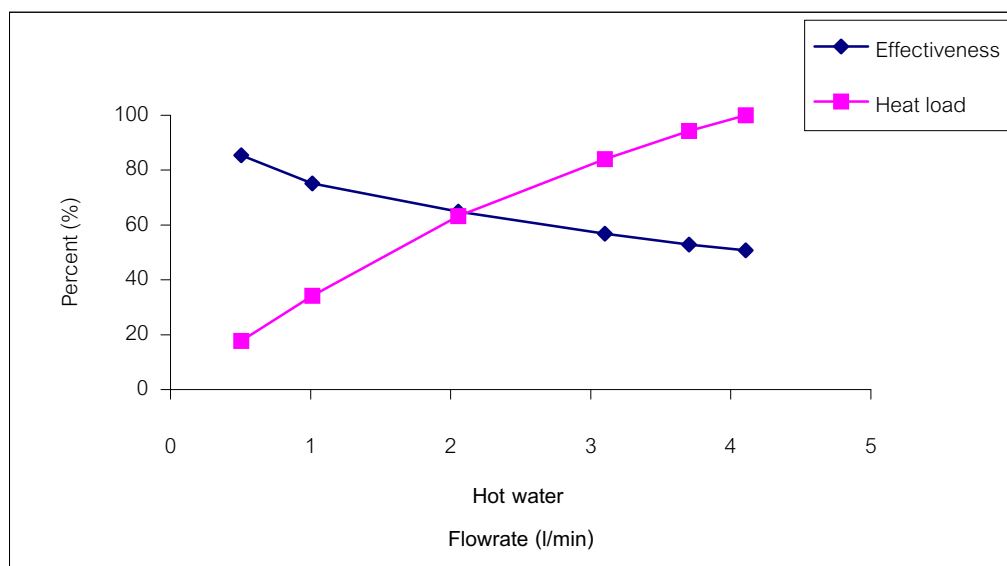
จากตารางที่ 8 ที่อัตราการไหลด้านน้ำเย็นคงที่เท่ากับ 19.5 ลิตรต่อวินาที เมื่อทำการเปรียบเทียบค่าภาระความร้อนจากการปรับค่าอัตราการไหลด้านน้ำร้อน พบว่าที่ 4.1 ลิตรต่อวินาที มีค่าภาระความร้อนเท่ากับ 8792 วัตต์ และที่ 0.5 ลิตรต่อวินาที มีค่าภาระความร้อนเท่ากับ 1613 วัตต์ ซึ่งจะเห็นได้ว่าการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำร้อนจาก 4.1 ลิตรต่อวินาที ลดลงเหลือ 0.5 ลิตรต่อวินาที โดยที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่เท่ากับ 19.5 ลิตรต่อวินาที จะส่งผลให้ค่าภาระความร้อนลดลงไป 80.74 เปอร์เซ็นต์ ในทำนองเดียวกัน จากตารางที่ 9 ถึงตารางที่ 11 พบว่าค่าภาระความร้อนจะลดลง 82.07, 82.90 และ 83.61 เปอร์เซ็นต์เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเพิ่มขึ้น ตามลำดับ

เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อน ในขณะที่อัตราการไหลด้านน้ำเย็นคงที่ จะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพลดลง แต่ในขณะเดียวกันค่าภาระความร้อนจะเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ค่าภาระความร้อนที่ลดลง โดยพิจารณาที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อนที่ 4.1 ลิตรต่อวินาที เป็นอัตราการไหลสูงสุด (ทำได้โดยเปิดวาล์วเต็มที่) และเป็นจุดที่ให้ค่าภาระความร้อนมากที่สุด เทียบเท่ากับ 100 เปอร์เซ็นต์ของค่าภาระความร้อน และขณะที่ไม่มีการไหลของน้ำร้อนจึงทำให้ไม่มีค่าภาระความร้อน (ทำได้โดยปิดวาล์วให้สนิท) เป็นจุดที่เปอร์เซ็นต์ของค่าภาระความร้อนเทียบเท่ากับ 0 เปอร์เซ็นต์ ส่วนค่าประสิทธิภาพจาก สมการที่ 30 จะแปลงหน่วยเป็นเปอร์เซ็นต์ โดยการคูณ 100 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นจากตารางที่ 8 ถึง ตารางที่ 11 สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตรา

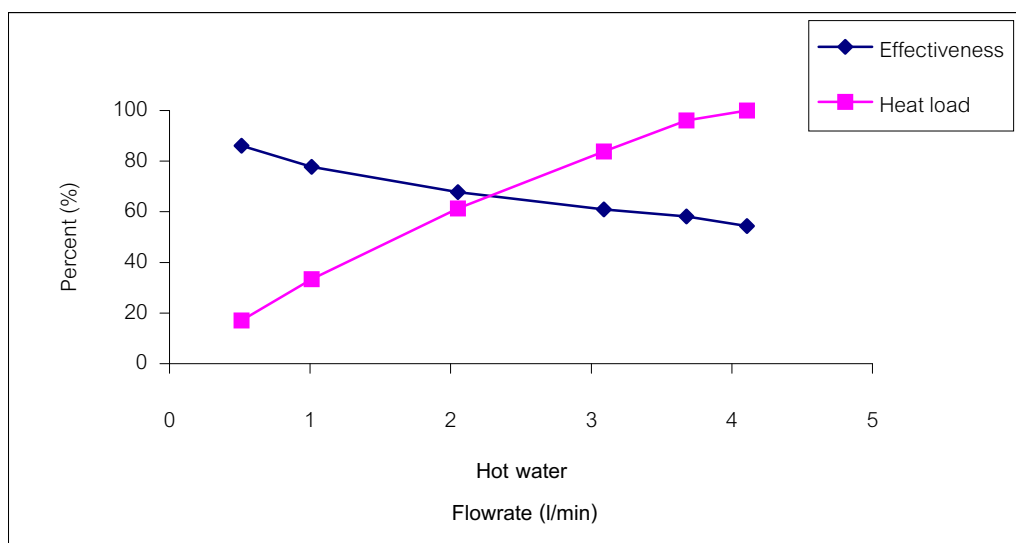
การไหลค่าน้ำร้อนกับค่าประสิทธิผลและค่าเปอร์เซ็นต์ของภาระความร้อน ได้ดังภาพที่ 23 ถึงภาพที่ 26 ตามลำดับ



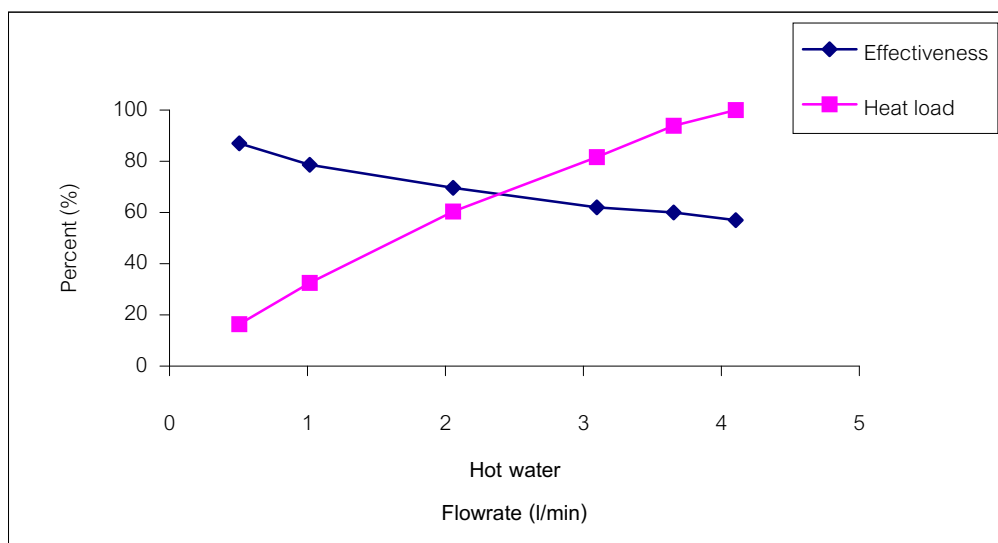
ภาพที่ 23 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 19.5 ลิตรต่อวินาที



ภาพที่ 24 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 25 ลิตรต่อวินาที



ภาพที่ 25 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 30 ลิตรต่อวินาที



ภาพที่ 26 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat load และ Hot water flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็น 33.3 ลิตรต่อวินาที

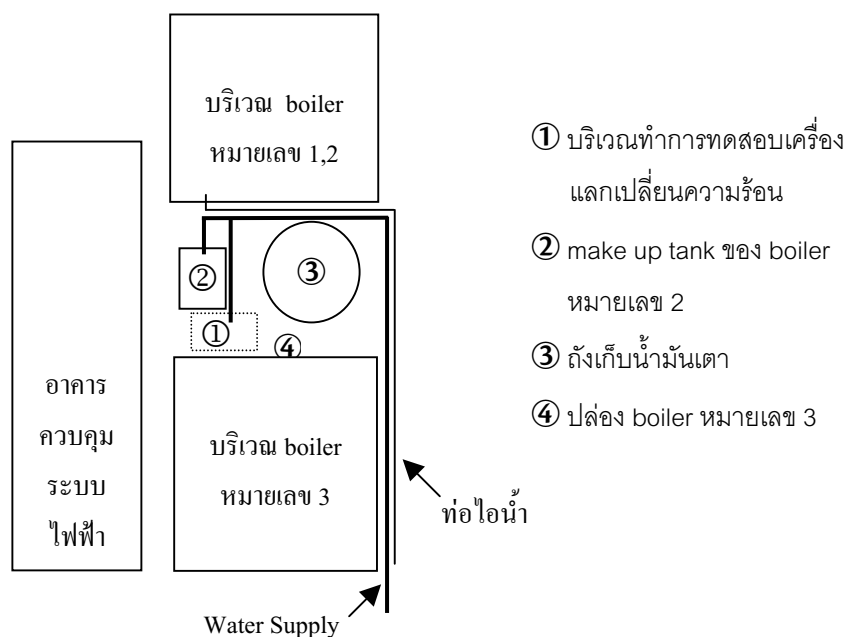
เมื่อพิจารณาค่าระหว่าง ปริมาณการไหลด้านน้ำร้อนกับค่าประสิทธิภาพ และ ปริมาณการไหลด้านน้ำร้อนกับค่าเปอร์เซ็นต์ของภาระความร้อนจากภาพที่ 23 ถึงภาพที่ 26 จะได้ จุดตัดระหว่างเส้นกราฟทั้งสอง ที่จุดตัดนี้จะให้ค่าของจุดที่เหมาะสมในการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยน

เปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีอัตราการไหลของน้ำร้อนค่าหนึ่ง สำหรับสภาวะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อัตราการไหลของน้ำเย็นค่าหนึ่ง

ผลจากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนนำไปติดตั้งที่โรงงาน สำหรับสภาวะของอัตราการไหลด้านน้ำเย็นที่ 19.5, 25, 30 และ 33.3 ลิตรต่อนาที สามารถหาจุดเหมาะสมสำหรับการทำงาน โดยมีอัตราการไหลด้านน้ำร้อนประมาณ 2.05, 2.1, 2.3 และ 2.4 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ ซึ่งพบว่าค่าประสิทธิภาพที่ได้จะอยู่ในช่วง 61 – 66 เปอร์เซ็นต์ และค่าภาระความร้อนจะอยู่ในช่วง 5500 – 7100 วัตต์

2.2 ผลการทดสอบที่โรงงาน

จากการทดสอบก่อนติดตั้งในโรงงาน มีค่าอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็นเท่ากับ 32 °C แต่ในการทดสอบในโรงงาน จะมีค่าอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็นเท่ากับ 35 °C ซึ่งในการทดสอบนี้ได้นำน้ำอ่อนมาใช้เป็นน้ำเย็นด้านทางเข้า แต่จากลักษณะการวางท่อน้ำอ่อนคู่กับท่อไอน้ำในบริเวณทดสอบดังในภาพที่ 27 จึงส่งผลให้อุณหภูมิน้ำอ่อนสูงขึ้นเนื่องจากความแตกต่างดังกล่าว ดังนั้นการทดสอบในโรงงานจึงทำลักษณะเดียวกับการทดสอบก่อนติดตั้งอีกครั้ง เพื่อหาจุดเหมาะสมสำหรับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ระดับต่าง ๆ และสามารถนำไปใช้ในการวิเคราะห์หาปริมาณพลังงานความร้อนที่สามารถประหยัดได้สำหรับอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปจากสภาวะออกแบบได้



ภาพที่ 27 ผังบริเวณการทดสอบแสดงแนวท่อ Water Supply และท่อไอน้ำ

ตารางที่ 12 ถึงตารางที่ 15 เป็นข้อมูลการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งในโรงงาน โดยปรับอัตราการไหลน้ำเย็นที่ 19.5, 25, 30 และ 35 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ

ตารางที่ 12 ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) ($^{\circ}\text{C}$)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) ($^{\circ}\text{C}$)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพผล (Effectiveness) (%)
1	32.2	1.6	2209	95.90	68.32
2	28.1	2.8	3831	95.40	60.15
3	25.2	3.7	5085	98.62	53.51
4.1	23.8	4.6	6686	94.09	51.00

ตารางที่ 13 ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 25 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพผล (Effectiveness) (%)
1	33.4	1.3	2363	96.36	70.29
2	29.8	2.3	4053	97.67	64.01
3	26.6	3.1	5394	97.97	56.91
4.1	24.8	3.9	7004	96.77	53.32

ตารางที่ 14 ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 30 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิภาพผล (Effectiveness) (%)
1	35.2	1.1	2366	98.17	74.81
2	31.4	2.0	4181	96.39	66.14
3	28.6	2.8	5821	98.68	61.16
4.1	26.6	3.3	7282	92.00	55.55

ตารางที่ 15 ผลการทดสอบที่โรงงาน เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 35 ลิตรต่อนาที

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำร้อน (ΔT_h) (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ น้ำเย็น (ΔT_c) (°C)	ภาระความร้อน (Heat Load) (Watt)	ประสิทธิภาพ (Efficiency) (%)	ค่าประสิทธิผล (Effectiveness) (%)
1	35.9	1.0	2489	97.56	76.11
2	31.7	1.8	4347	97.16	67.82
3	29.6	2.4	5976	97.26	63.38
4.1	27.5	3.0	7571	93.78	57.68

ในการทดสอบพบว่าค่าประสิทธิผลและค่าภาระความร้อนเป็นในแนวทางเดียวกันกับการทดสอบก่อนนำไปติดตั้งในโรงงาน คือเมื่อทำการปรับอัตราการไหลด้านน้ำร้อนให้น้อยลง จะส่งผลให้ค่าภาระความร้อนมีค่าลดลง แต่ในขณะเดียวกันค่าประสิทธิผลจะมีค่าเพิ่มขึ้น จากข้อมูลในตารางที่ 12 ซึ่งกำหนดอัตราการไหลด้านน้ำเย็นคงที่เท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที แต่ทำการปรับอัตราการไหลด้านน้ำร้อนจาก 4.1 ลิตรต่อนาที ซึ่งเป็นอัตราการไหลด้านน้ำร้อนสูงสุดและให้ค่าภาระความร้อนมากที่สุดให้มีอัตราลดลงเหลือ 1 ลิตรต่อนาที จะทำให้ค่าภาระความร้อนลดลงจาก 6686 วัตต์ มาที่ 2209 วัตต์ ซึ่งเทียบเป็นค่าภาระความร้อนลดลงไป 66.96 เปอร์เซ็นต์ และในลักษณะเดียวกันเมื่อพิจารณาจากตารางที่ 13 ถึง ตารางที่ 15 พบว่าค่าภาระความร้อนมีค่าลดลงไป 66.26, 67.51 และ 67.12 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

จากการเปรียบเทียบระหว่างตารางที่ 8 กับตารางที่ 12 ซึ่งกำหนดอัตราการไหลด้านน้ำเย็นคงที่เท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที จะพบว่าค่าภาระความร้อนจากตารางที่ 8 จะมีค่ามากกว่าตารางที่ 12 เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำร้อนเท่ากัน ซึ่งมีสาเหตุมาจากอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็นของการทดสอบก่อนติดตั้งในโรงงานจากตารางที่ 8 มีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็นของการทดสอบในโรงงานจากตารางที่ 12 ดังนั้นความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากน้ำร้อนจะดีกว่า และส่งผลให้ค่าภาระความร้อนของการทดสอบก่อนติดตั้งในโรงงานมีค่ามากกว่าค่าภาระความร้อนของการทดสอบในโรงงาน ส่วนค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 92.00 – 98.68 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งใกล้เคียงกับการทดสอบก่อนติดตั้งในโรงงาน

ผลการทดสอบที่โรงงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากตารางที่ 12 ถึง ตารางที่ 15 เมื่อนำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness, Heat Load และ Flowrate ที่อัตราการไหลน้ำเย็นต่าง ๆ ในลักษณะเดียวกับการทดสอบก่อนติดตั้งในโรงงาน พบว่าที่อัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5, 25, 30 และ 35 ลิตรต่อนาที จะมีอัตราการไหลด้านน้ำร้อนที่เหมาะสมสำหรับการทำงานมีค่าประมาณ 2.1, 2.3, 2.4 และ 2.5 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ โดยค่าประสิทธิภาพอยู่ในช่วง 60 – 66 เปอร์เซ็นต์ และค่าภาระความร้อนจะอยู่ในช่วง 4000 – 5200 วัตต์

2.3 การทดสอบที่สภาวะออกแบบ

การทดสอบที่สภาวะออกแบบ จะทำการทดสอบโดยควบคุมอัตราการไหลด้านน้ำร้อนและน้ำเย็น ตลอดจนอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำร้อนและน้ำเย็น ซึ่งกำหนดให้อัตราการไหลด้านน้ำร้อนเท่ากับ 4.1 ลิตรต่อนาทีและมีอุณหภูมิทางเข้า 99.1 °C อัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาทีและมีอุณหภูมิทางเข้า 28 °C และผลจากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อนเท่ากับ 65.3 °C อุณหภูมิทางออกด้านน้ำเย็นเท่ากับ 34.5 °C ค่าภาระความร้อนเท่ากับ 9527 วัตต์ ค่าประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 92.46 เปอร์เซ็นต์ และมีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 47.6 เปอร์เซ็นต์

2.4 การเปรียบเทียบผลการทดสอบ

การเปรียบเทียบการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะออกแบบคือ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเท่ากับ 28 °C กับก่อนติดตั้งที่โรงงานซึ่งมีอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเท่ากับ 32 °C โดยควบคุมอัตราการไหลด้านน้ำร้อนเท่ากับ 4.1 ลิตรต่อนาที อุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางเข้าเท่ากับ 99.1 °C อัตราการไหลด้านน้ำเย็นเท่ากับ 19.5 ลิตรต่อนาที พบว่าจะมีค่าภาระความร้อนที่สภาวะออกแบบและก่อนติดตั้งเท่ากับ 9527 และ 8792 วัตต์ ตามลำดับ ดังตารางที่ 16 ซึ่งเห็นได้ว่าถ้าอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าสูงขึ้น จะทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากน้ำร้อนไปยังน้ำเย็นลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อน (T_{ho}) สูงขึ้น เมื่อพิจารณาจากสมการที่ 29 ซึ่งอัตราการไหลด้านน้ำร้อน ($\dot{m}_h$) และอุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางเข้าต่อ (T_{hi}) คงที่ แต่อุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อน (T_{ho}) สูงขึ้น จึงทำให้ค่าผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อนระหว่างทางเข้ากับทางออกด้านต่อ (ΔT_h) ลดลง ดังนั้นค่าภาระความร้อนจึงมีค่าลดลง และเมื่อพิจารณาจากผลการทดสอบที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อน ($\dot{m}_h$) และอุณหภูมิน้ำร้อนด้านทางเข้าต่อ (T_{hi}) คงที่

แต่อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเซลล์ (T_{ci}) สูง จะทำให้อุณหภูมิทางออกด้านน้ำร้อน (T_{ho}) สูงขึ้น ในอัตราใกล้เคียงกัน ดังนั้นค่าประสิทธิผลจึงมีค่าแตกต่างกันน้อยมากเช่นกัน

ตารางที่ 16 ตารางสรุปผลการทดสอบ ณ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้า 28 °C และ 32 °C ที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อน 4.1 ลิตรต่อวินาทีและอัตราการไหลด้านน้ำเย็นที่ 19.5 ลิตรต่อวินาที

ข้อมูลการคำนวณ	สภาวะการทดสอบ	
	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้า	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้า
	28 °C	32 °C
ค่าประสิทธิภาพ	92.46	92.03
ค่าประสิทธิผล	47.6	47.39
ค่าการระความร้อน	9527	8792

3. การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การคำนวณหาความเหมาะสมของการลงทุนในการวิจัยนี้ พิจารณาจากมูลค่าของเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้ หลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำ โดยข้อมูลสำหรับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการนี้ ได้จาก การประมาณราคาเชื้อเพลิงของบริษัท ปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย จำกัด (มหาชน) ค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับใช้ในงานวิจัยนี้ (ไม่รวมค่าอุปกรณ์วัดอัตราการไหลและอุณหภูมิ) อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้าย่อยขั้นดี (MRR) ของธนาคารพาณิชย์ ณ ปัจจุบัน การกำหนดระยะเวลาโครงการ ปริมาณความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่จากการทดสอบที่สภาวะออกแบบ (คำนวณจากสมการที่ 23) ชนิดเชื้อเพลิงที่ใช้ในโรงงาน อัมพลฟูลส์ โพลีเอสซิ่ง จำกัด ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน, 2543) ดังแสดงในตารางที่ 17

ตารางที่ 17 ข้อมูลสำหรับการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

ข้อมูลประกอบการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	ค่าของข้อมูล	
1. ราคาเชื้อเพลิงประเภทน้ำมันเตาปี พ.ศ. 2546	7.72	บาท
ปี พ.ศ. 2547	5.92	บาท
ปี พ.ศ. 2548	7.25	บาท
ปี พ.ศ. 2549	5.28	บาท
ปี พ.ศ. 2550	5.57	บาท
2. ค่าสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	50,000	บาท
3. อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายย่อยชั้นดี	6.50	% ต่อปี
4. ระยะเวลาโครงการ	5	ปี
5. ปริมาณความร้อน	31,880	กิโลจูล/ชม.
6. ค่าความร้อนเชื้อเพลิงประเภทน้ำมันเตา	39,770	กิโลจูล/ลิตร

เมื่อป้อนข้อมูลต่าง ๆ แล้ว โปรแกรมจะทำการคำนวณหา มูลค่าปัจจุบันสุทธิ อัตราผลตอบแทนภายใน และระยะเวลาคืนทุนของโครงการ ดังตารางที่ 18 และในภาพที่ 28

ตารางที่ 18 ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ผลการลงทุน	ผลการคำนวณ	
มูลค่าปัจจุบันสุทธิ	7,315	บาท
อัตราผลตอบแทนภายใน	6.65	%
ระยะเวลาคืนทุนของโครงการ	2.72	ปี

จากผลการวิเคราะห์พบว่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิมีค่าเป็นบวก แสดงว่าอัตราผลตอบแทนที่ได้จากการลงทุนในโครงการนี้สูงกว่าอัตราส่วนลด ซึ่งในการวิจัยนี้กำหนดค่าเท่ากับอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายย่อย นอกจากนั้นอัตราผลตอบแทนภายในยังมีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยเงินกู้

ของลูกค้ารายย่อยขึ้นดี ซึ่งแสดงว่ามีความเป็นไปได้ในการดำเนินโครงการ สำหรับระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 2.72 ปี ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสามารถคืนทุนได้ก่อนหมดระยะเวลาโครงการ

Heat Exchanger Design

เงินลงทุนในโครงการ: 50000 บาท

ระยะเวลาโครงการ: 5 ปี

ประหยัคพลังงาน: 31880.18 กิโลจูล

ประหยัคเชื้อเพลิง: 2380.793 ลิตร

ประหยัคค่าเชื้อเพลิงทั้งสิ้น: 63423.98 บาท

NPV: 7315.13

IRR: 6.65 %

PB: 2.72 ปี

Calculate

Economic

Go to Main

Exit

จากผลการวิเคราะห์พบว่ามูลค่าปัจจุบันสุทธิมีค่าเป็นบวก แสดงว่าอัตราผลตอบแทนที่ได้จากการลงทุนในโครงการนี้สูงกว่าอัตราส่วนลด นอกจากนั้นอัตราผลตอบแทนภายในยังมีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้ารายย่อยขึ้นดี ซึ่งแสดงว่ามีความเป็นไปได้ในการดำเนินโครงการ โดยมีระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 2.72 ปี

ปี (พ.ศ.): 2546 2547 2548 2549 2550

ราคา Fuel oil (บาท/ลิตร): 7.72 5.92 7.25 5.28 5.57

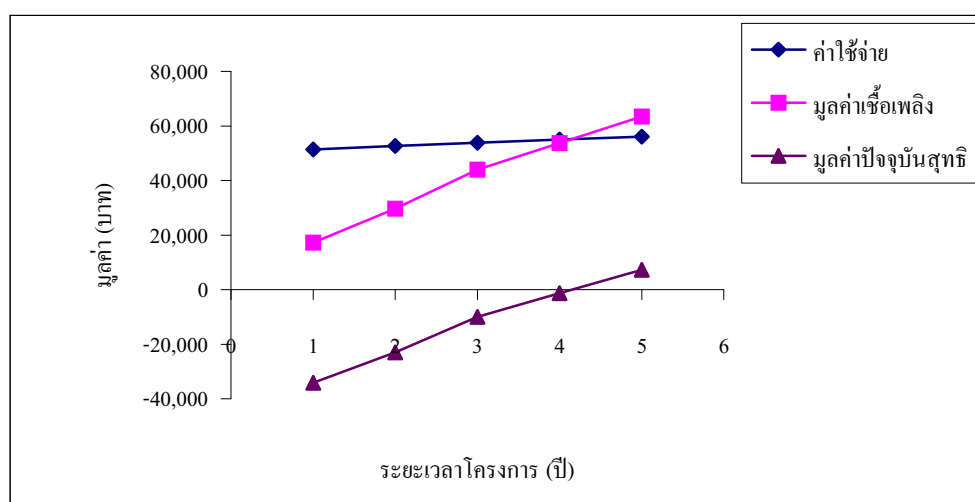
ภาพที่ 28 หน้าจอแสดงผลของการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

จากโปรแกรมวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ เมื่อนำมาคำนวณหาค่าใช้จ่ายในโครงการ (ค่าราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมติดตั้งและค่าจ้างพร้อมน้ำยาล้างเครื่อง) มูลค่าเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ และอัตราผลตอบแทนภายใน โดยกำหนดระยะเวลาโครงการแตกต่างกัน ซึ่งเริ่มพิจารณาตั้งแต่ช่วงระยะเวลาโครงการ 1 ปี จนถึง 5 ปี ในขณะที่อุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็น ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ประเภทเชื้อเพลิง ราคาเชื้อเพลิงในแต่ละปี ราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมติดตั้ง ไม่เปลี่ยนแปลง พบว่ามีรายละเอียด ดังตารางที่ 19 ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังภาพที่ 29

ตารางที่ 19 แสดงรายรับ – จ่าย ของโครงการ เมื่อกำหนดระยะเวลาโครงการตั้งแต่ 1 ปี จนถึง 5 ปี

(หน่วย : บาท)

รายละเอียด	ระยะเวลาโครงการ (ปี)				
	1	2	3	4	5
ราคาเครื่องพร้อมติดตั้ง	50,000	50,000	50,000	50,000	50,000
ค่าจ้างพร้อมน้ำยาล้างเครื่อง	1,380	2,676	3,893	5,036	6,109
มูลค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	17,258	29,684	43,974	53,745	63,424
มูลค่าปัจจุบันสุทธิ	-34,122	-22,992	-9,920	-1,291	7,315
อัตราผลตอบแทนภายใน	-18.50	-13.50	-8.50	-0.37	6.65



ภาพที่ 29 ความสัมพันธ์ระหว่างมูลค่าเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้และค่าใช้จ่ายในโครงการ เมื่อกำหนดระยะเวลาโครงการตั้งแต่ 1 ปี จนถึง 5 ปี

ในภาพที่ 29 จะเห็นได้ว่าที่จุดตัดกันระหว่างมูลค่าเชื้อเพลิงที่สามารถประหยัดได้และค่าใช้จ่ายในโครงการจะเป็นจุดที่มูลค่าปัจจุบันสุทธิมีค่าเป็นศูนย์ และอัตราผลตอบแทนภายในมีค่าเท่ากับอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายอรรถชัย ซึ่งหมายถึงจุดคุ้มค่าในการลงทุนเมื่อเทียบกับผลการประหยัดพลังงาน

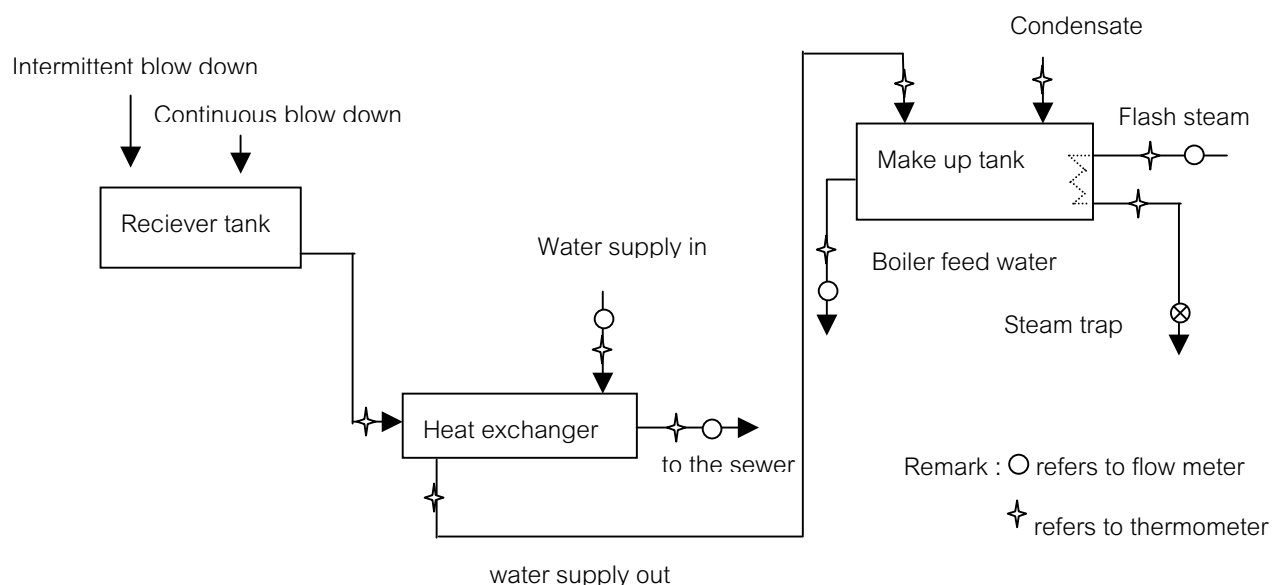
4. การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงาน

จากความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าที่ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยกำหนดอุณหภูมิที่ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 28 °C แต่ในการทดสอบพบว่าอุณหภูมิเท่ากับ 35 °C จึงส่งผลให้ค่าประสิทธิผลมีค่าน้อย ดังนั้นเพื่อให้การใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงานมีความเหมาะสมมากขึ้น จึงทำการออกแบบใหม่ โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าเท่ากับ 36.5 °C ซึ่งจะได้ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังตารางที่ 20

ตารางที่ 20 ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับติดตั้งในระบบไอน้ำของโรงงาน

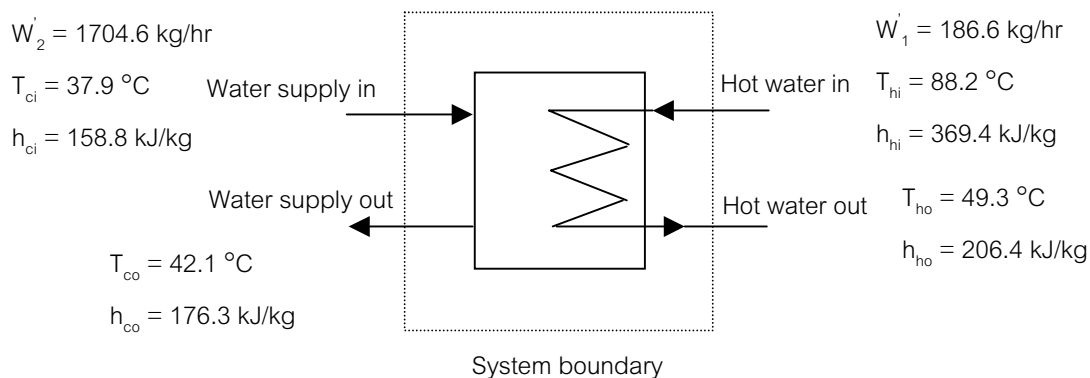
ผลการคำนวณจากโปรแกรมการออกแบบ		ค่า	หน่วย
1. รายละเอียดด้านท่อ	ความต้านทานความร้อนของผนังท่อ	4.1×10^{-5}	ตร.ม. เคลวิน/วัตต์
	อัตราการไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่	787.6	กก./ตร.ม. วินาที
	เลขเรย์โนลด์	9245	-
	เลขแฟรนค์ทอลล์	2.64	-
	เลขนัสเซิลท์	50.5	-
	ความเร็วการไหลภายในท่อ	0.804	ม./วินาที
	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ	6811	วัตต์/ตร.ม. เซลเซียส
	ความดันลดจากการไหลในท่อ	0.229	กก./ตร.ซม.
	ความดันลดช่วงการเปลี่ยนทิศทางการไหล	0.052	กก./ตร.ซม.
	ความดันลดรวม	0.281	กก./ตร.ซม.
	จำนวนท่อ	12	ท่อ
	จำนวนท่อต่อเที่ยวการไหล	3	ท่อ
	ความยาวท่อต่อเที่ยวการไหล	1.27	ม.
	ความยาวท่อรวม	15.24	ม.

จากการปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับการใช้งาน และนำไปติดตั้งในระบบไอน้ำของโรงงาน ดังภาพที่ 30 หลังจากนั้นทำการเก็บข้อมูลเพื่อตรวจสอบสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของระบบ โดยแยกเป็น 2 จุด คือที่ Heat Exchanger และ Make Up Tank



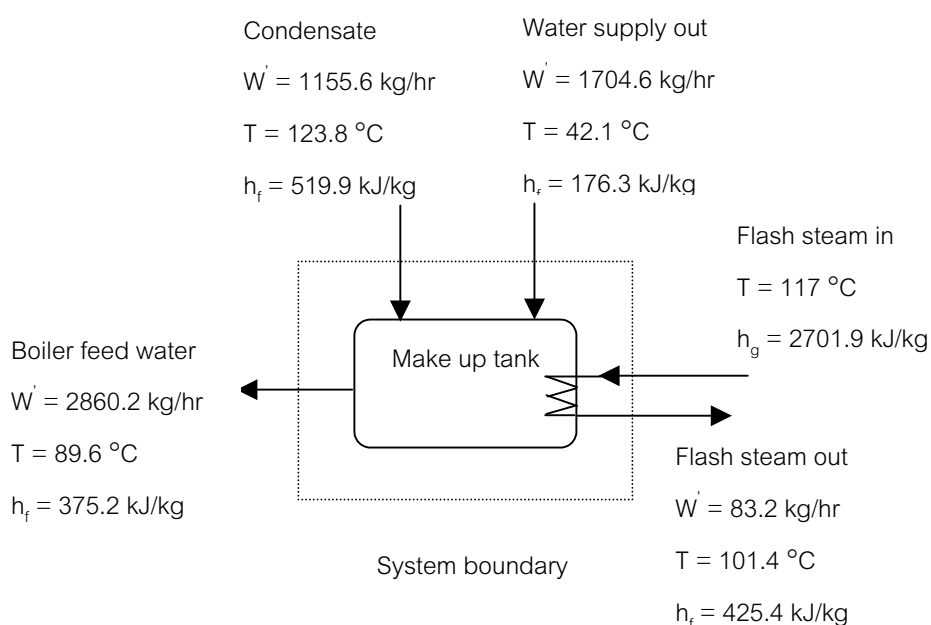
ภาพที่ 30 แสดงการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงาน

ในภาพที่ 31 แสดงสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำ ซึ่งมีอัตราการไหลด้านน้ำร้อนเท่ากับ 186.6 กิโลกรัมต่อชั่วโมง (เทียบเท่ากับ 3.15 ลิตรต่อวินาที) โดยมีอุณหภูมิด้านทางเข้า 88.2°C และมีอุณหภูมิด้านทางออกเท่ากับ 49.3°C ส่วนทางด้านน้ำเย็นมีอัตราการไหลที่ 1704.6 กิโลกรัมต่อชั่วโมง (เทียบเท่ากับ 28.63 ลิตรต่อวินาที) ซึ่งมีอุณหภูมิด้านทางเข้าเท่ากับ 37.9°C (อุณหภูมิที่ใช้ในการออกแบบเท่ากับ 36.5°C แต่เนื่องจากการทดสอบอยู่ในช่วงเดือนเมษายน ซึ่งอุณหภูมิสูง ดังนั้นจึงค่าอุณหภูมิน้ำเย็นด้านทางเข้าจึงคลาดเคลื่อนไปบ้าง) และมีอุณหภูมิด้านทางออกเท่ากับ 42.1°C ซึ่งพบว่ามีค่าภาระความร้อนเท่ากับ 8301 วัตต์ ค่าประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 98.34 เปอร์เซ็นต์ และมีค่าประสิทธิผลเท่ากับ 77.34 เปอร์เซ็นต์



ภาพที่ 31 แสดง System Boundary ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับการเก็บข้อมูลด้าน Make Up Tank (ในภาพที่ 32) เพื่อใช้ในการคำนวณหาสมดุลมวลและสมดุลพลังงาน ประกอบด้วย อุณหภูมิ ณ จุดต่าง ๆ ดังต่อไปนี้ 1. Condensate 2. Flash Steam in 3. Flash Steam out 4. Water Supply out 5. Boiler Feed Water นอกจากนั้นยังมีอัตราการไหลของ Water Supply out, Boiler Feed Water และ Flash Steam out ซึ่งอ่านค่าได้จากมาตรวัดการไหล โดยอัตราการไหลของ Flash Steam in เท่ากับ Flash Steam out เนื่องจากเป็นการไหลภายในชุดท่อและไม่มีการสูญเสีย ส่วนอัตราการไหลของ Condensate สามารถหาได้จากผลต่างระหว่างอัตราการไหลของ Boiler Feed Water กับ Water Supply out



ภาพที่ 32 แสดงสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของ Make Up Tank

จากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงาน พบว่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิ Water Supply จาก 37.9 °C เป็น 42.1 °C โดยเทียบเป็นพลังงานความร้อนเท่ากับ 29,899 กิโลจูลต่อชั่วโมง ซึ่งในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการ สามารถกำหนดรายละเอียดได้ดังตารางที่ 21

ตารางที่ 21 ข้อมูลทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงาน

ข้อมูลประกอบการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	ค่าของข้อมูล	
1. ราคาเชื้อเพลิงประเภทน้ำมันเตาปี พ.ศ. 2546	7.72	บาท
ปี พ.ศ. 2547	5.92	บาท
ปี พ.ศ. 2548	7.25	บาท
ปี พ.ศ. 2549	5.28	บาท
ปี พ.ศ. 2550	5.57	บาท
2. ค่าสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	50,000	บาท
3. อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายย่อยขั้นต่ำ	6.50	% ต่อปี
4. ระยะเวลาโครงการ	5	ปี
5. ปริมาณความร้อน	29,899	กิโลจูล/ชม.
6. ค่าความร้อนเชื้อเพลิงประเภทน้ำมันเตา	39,770	กิโลจูล/ลิตร

ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการพบว่าถ้าให้โครงการมีระยะเวลา 5 ปี (ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2546 - 2550) อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายย่อยขั้นต่ำเท่ากับ 6.5 เปอร์เซ็นต์ต่อปี และค่าสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมติดตั้งเท่ากับ 50,000 บาท จะได้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการมีค่าเท่ากับ 33,113.96 บาทซึ่งมีค่าเป็นบวก แสดงว่าอัตราผลตอบแทนที่ได้จากการลงทุนในโครงการนี้สูงกว่าอัตราส่วนลด ส่วนค่าอัตราผลตอบแทนภายในมีค่าเท่ากับ 25.62 เปอร์เซ็นต์ซึ่งพบว่ามีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของลูกค้านายย่อยขั้นต่ำ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่ามีความเป็นไปได้ในการดำเนินโครงการ โดยมีระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 1.93 ปี

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งใช้พลังงานความร้อนของน้ำร้อนจากการ Blow Down ไปเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำเดิมหม้อไอน้ำ โดยโปรแกรมที่สร้างขึ้นในงานวิจัยนี้ เมื่อได้ทำการทดสอบการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อนและน้ำเย็นระดับต่าง ๆ ตลอดจนอุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็น พบว่าสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. ที่อัตราการไหลด้านน้ำร้อนเดียวกันแต่เพิ่มอัตราการไหลด้านน้ำเย็น ปริมาณภาระความร้อนที่ถ่ายเทจะเพิ่มขึ้น ขณะเดียวกันค่าประสิทธิผลจะเพิ่มขึ้นด้วย
2. เมื่ออัตราการไหลด้านน้ำเย็นคงที่แต่เพิ่มอัตราการไหลด้านน้ำร้อน ปริมาณภาระความร้อนที่ถ่ายเทจะเพิ่มขึ้น แต่ในทางกลับกันค่าประสิทธิผลจะลดลง
3. เมื่ออุณหภูมิทางเข้าด้านน้ำเย็นเพิ่มขึ้น โดยอัตราการไหลด้านน้ำร้อนและน้ำเย็นไม่เปลี่ยนแปลง จะส่งผลให้ปริมาณภาระความร้อนที่ถ่ายเทลดลง ส่วนค่าประสิทธิผลจะมีค่าใกล้เคียงกัน

การทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะออกแบบ พบว่าน้ำร้อนจาก Continuous Blow Down มีอุณหภูมิลดลงจาก 88.2 °C เป็น 49.3 °C ซึ่งสามารถเพิ่มอุณหภูมิให้แก่ น้ำเดิมหม้อไอน้ำ จาก 37.9 °C เป็น 42.1 °C โดยมีค่าประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 98.34 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งคิดเป็นพลังงานความร้อน 29,899 กิโลจูลต่อชั่วโมง เทียบเท่าเป็นปริมาณน้ำมันเตา 0.752 ลิตรต่อชั่วโมง ซึ่งหากกำหนดระยะเวลาโครงการ 5 ปี สามารถประหยัดน้ำมันเตาทั้งสิ้น 3,349.2 ลิตร ซึ่งคิดเป็นมูลค่า 89,222.81 บาท โดยมีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ 33,113.96 บาท ผลตอบแทนภายใน 25.62 เปอร์เซ็นต์ และสามารถคืนทุนในระยะเวลา 1.93 ปี

ข้อเสนอแนะ

1. การเก็บข้อมูลอุณหภูมิของ Water Supply สำหรับใช้ในการออกแบบ ควรวัดที่บริเวณจะติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบ เนื่องจากโดยปกติ อุณหภูมิของ Water Supply ในแต่ละจุดของโรงงานจะมีค่าแตกต่างกัน ซึ่งหากนำค่าที่คลาดเคลื่อนไปใช้ในการออกแบบแล้ว จะทำให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณได้ไม่เหมาะสมกับการนำไปใช้งาน ส่งผลให้ประสิทธิภาพมีค่าน้อย
2. การพยากรณ์ราคาเชื้อเพลิงควรเปลี่ยนแปลงตามสถานการณ์ราคาเชื้อเพลิงโลก ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงมากในสภาวะการณ์ปัจจุบัน ดังนั้นเพื่อให้การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์มีความแม่นยำมากขึ้น ผู้ใช้โปรแกรมควรตรวจสอบราคาจาก บริษัท ปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย จำกัด (มหาชน) เพื่อปรับปรุงข้อมูลให้ถูกต้องมากขึ้น
3. การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบไอน้ำของโรงงานควรตัดต่อท่อ Bypass เพื่อสามารถเก็บข้อมูลและทดลองปรับเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของ Water Supply โดยไม่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของระบบไอน้ำ
4. สำหรับค่าประสิทธิภาพซึ่งมีค่าน้อย เนื่องจากระยะเวลาการไหลภายในเซลล์น้อยเกินไป ซึ่งเมื่อพิจารณาจากตารางผนวกที่ จ1 พบว่าช่องกั้นในกรณีศึกษาของ Fraas (1989) มีจำนวนมากกว่าช่องกั้นที่คำนวณได้จากโปรแกรมประมาณสองเท่า ดังนั้นในการออกแบบผู้ใช้อาจเพิ่มจำนวนช่องกั้นเป็นสองเท่าของค่าที่คำนวณได้

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน กระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม. 2543 ก. การนำคอนเดนเสทและแฟลชสตีมกลับมาใช้ประโยชน์ II. พิมพ์ครั้งที่ 4. โรงพิมพ์ชุมนุมสหกรณ์การเกษตรแห่งประเทศไทย จำกัด, กรุงเทพฯ.

_____. 2543 ข. การอนุรักษ์พลังงานในอุตสาหกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 5. โรงพิมพ์ชุมนุมสหกรณ์การเกษตรแห่งประเทศไทย จำกัด, กรุงเทพฯ.

_____. 2543 ค. ข้อเสนอแนะการใช้หม้อไอน้ำอย่างประหยัด. พิมพ์ครั้งที่ 3. โรงพิมพ์ชุมนุมสหกรณ์การเกษตรแห่งประเทศไทย จำกัด, กรุงเทพฯ.

_____. 2543 ง. ข้อเสนอแนะการใช้หม้อไอน้ำและเตาเผาอย่างมีประสิทธิภาพ. พิมพ์ครั้งที่ 5. โรงพิมพ์ชุมนุมสหกรณ์การเกษตรแห่งประเทศไทย จำกัด, กรุงเทพฯ.

กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน กระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม. 2544. ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับการใช้พลังงานหม้อไอน้ำ. โรงพิมพ์ชุมนุมสหกรณ์การเกษตรแห่งประเทศไทย จำกัด, กรุงเทพฯ.

โครงการวิทยาศาสตร์เทคโนโลยีสิ่งแวดล้อม สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ. 2543. เทคนิคการตรวจประเมินเทคโนโลยีสะอาด 20 - 21 มีนาคม 2543. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น, ขอนแก่น.

ณดา จันทร์สม. 2543. บัญชีและการเงินความเชื่อมโยงสำหรับการวิเคราะห์ทางการเงิน. คณะพัฒนาการเศรษฐกิจ สถาบันบัณฑิตพัฒนบริหารศาสตร์, กรุงเทพฯ.

เทียนชัย ผดุงเจริญ. 2529. คู่มือหม้อไอน้ำ. โรงพิมพ์จรัสนิทวงศ์, กรุงเทพฯ.

ธรณ์ บพิตรพิทักษ์. 2543. การบำรุงรักษาหม้อไอน้ำ, น. 14 - 19. ใน เอกสารประกอบการสัมมนา
การบำรุงรักษาหม้อไอน้ำ. บริษัท วอเตอร์จี เค บี ซิสเต็ม จำกัด, กรุงเทพฯ.

ธุณัย รังสีเทพปฏิมา. 2533. หาขนาดแฟลชแทงค์ในระบบไอน้ำ, น. 95 - 96. ใน บริษัท เอ็ม
แอนด์อี จำกัด, ผู้รวบรวม. 74 **เรื่องน่ารู้เทคนิคเครื่องกล.** บริษัท เอ็มแอนด์อี จำกัด,
กรุงเทพฯ.

ธีระศักดิ์ เตรียมชัยศรี. 2526. ตารางท่สำหรับผู้รับเหมาก่อสร้างและวิศวกร. โรงพิมพ์อักษร
พิทยา, กรุงเทพฯ.

ฝ่ายวิชาการ ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย. 2533. **คู่มือประหยัดพลังงานชุดการใช้ไอน้ำ
อย่างมีประสิทธิภาพ.** ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย, กรุงเทพฯ.

พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์. 2542. **อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรม.** บริษัท เอ็ม
แอนด์อี จำกัด, กรุงเทพฯ. แปลจาก G.Walker. **Industrial Heat Exchangers: A Basic
Guide**, 2 nd ed. Oxford University Press, New York.

วิวัฒน์ ตัณฑะพานิชกุล. 2536. **อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม.** คณะวิศวกรรม
ศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, กรุงเทพฯ.

ศูนย์อนุรักษ์พลังงานแห่งประเทศไทย. ม.ป.ป. **หม้อไอน้ำ.** เอกสารเผยแพร่ ชุด ความรู้พื้นฐาน
เกี่ยวกับการใช้พลังงาน. กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน, กรุงเทพฯ.

ศิริกัลยา สุวจิตตานนท์ และ สมพงษ์ พิเชฐภิญโญ. ม.ป.ป. **การอนุรักษ์พลังงานความร้อนใน
อาคารและโรงงานอุตสาหกรรม.** คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์,
กรุงเทพฯ.

อัมพร พรพิพัฒน์กุล. 2527. **แนวทางการประหยัดพลังงานโดยการผลิตและการใช้ไอน้ำอย่างมี
ประสิทธิภาพ.** โครงการวิจัย, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

Anonymous. 1983. **Energy-saving systems for high-pressure steam boilers in the dairy factory.** FSTA Retrospective 1969 - 1989.

Enconet (Thailand) Ltd. 1998. **Guidebook in Energy Training Program. Systematic Approach to Energy Conservation in Food Processing Industry 12 - 22 May 1998.** Kasetsart University, Bangkok.

Fraas, P. 1989. **Heat Exchanger Design.** 2 nd ed. John Wiley and Sons, Inc., New York.

Ranznevic, K. 1978. **Handbook of Thermodynamic Tables and Charts.** Hemisphere Public Corp., Washington D.C.

Ratliff, R.L. 1984. **Steam Boiler Heat Recovery Apparatus.** U.S. Patent 4,428,328.

Singh, P.R. and R. Heldman. 1993. **Introduction to Food Engineering.** 2 nd ed. Academic Press, Inc., California.

Sinnott, R.K. 2000. **Chemical Engineering Design.** 3 rd ed. Butterworth Heinemann Press, Inc., Oxford.

Smith, S. 1981. **Saving Money and Energy at Bamber Bridge.** FSTA Retrospective 1969 - 1989.

Spirax Sarco (Thailand) Ltd. n.d. **Steam Utilization Course.** Boonytum & Associates Ltd., Thailand.

Tung, P. 2002. **Methods for Recycling Process Wastewater Streams.** U.S. Patent 6,371,058.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

การใช้งานโปรแกรมในการออกแบบและคำนวณ

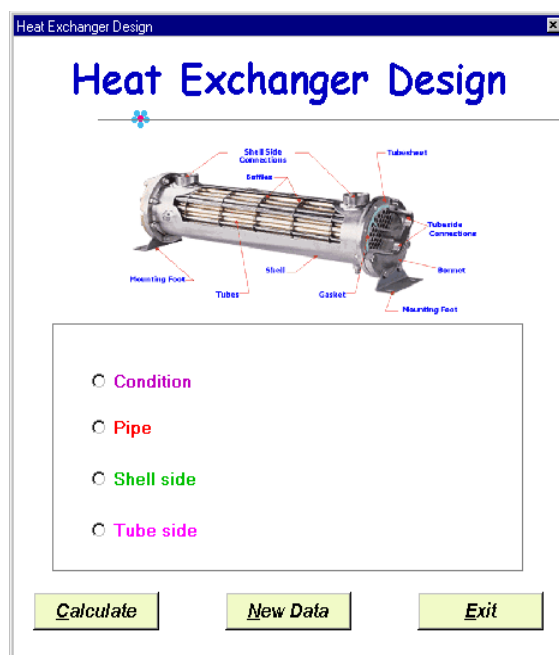
การเขียนโปรแกรมสำหรับงานวิจัยนี้ เป็นการเขียนด้วยโปรแกรม Visual Basic Version 6.0 โดยแยกการคำนวณเป็น 2 ส่วน คือ การคำนวณหาขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ และการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

เมื่อเริ่มการทำงานของโปรแกรมจะปรากฏหน้าจอเริ่มต้น ดังภาพผนวกที่ ก1 หลังจากนั้นก็จะแสดงหน้าจอหลัก (ดังภาพผนวกที่ ก2) เพื่อรับข้อมูลการกำหนดสภาวะออกแบบ การกำหนดขนาดท่อที่ใช้ อัตราการไหลและสมบัติทางกายภาพด้านเชลล์และท่อ เป็นต้น โดยข้อมูลเหล่านี้ได้จากการเก็บข้อมูลภายในระบบไอน้ำของโรงงาน ได้แก่ ปริมาณน้ำร้อนจากระบบ Continuous Blow Down ปริมาณน้ำเย็นจาก Water supply อุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็น เพื่อนำมาหาค่าสมบัติทางกายภาพของของไหลที่อุณหภูมิต่าง ๆ ซึ่งการทำงานของโปรแกรมมีรายละเอียดดังนี้



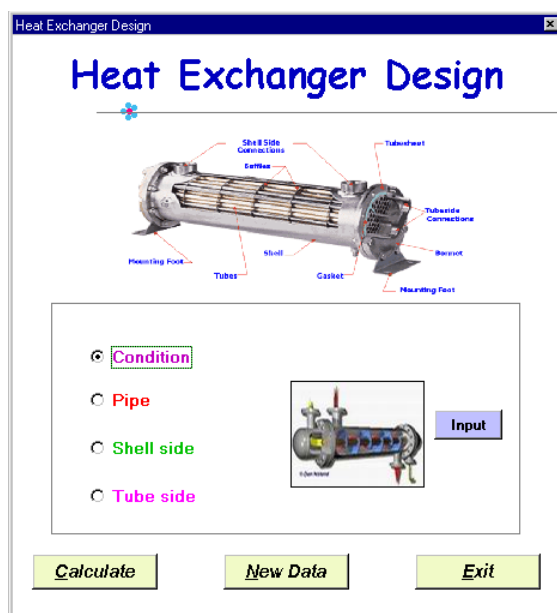
ภาพผนวกที่ ก1 หน้าจอเริ่มต้นการทำงานของโปรแกรมการออกแบบและคำนวณขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

เมื่อรันโปรแกรม หน้าจอหลักจะแสดงส่วนรับค่าต่าง ๆ สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งประกอบด้วย สภาวะการทำงาน (Condition) การเลือกขนาดท่อ (Pipe) ข้อมูลด้านเชลล์ (Shell side) และท่อ (Tube side) ตามลำดับ ให้ทำการคลิกที่ปุ่มเลือก (Option Buttons) หน้าแถบข้อความ เมื่อต้องการเริ่มทำงาน

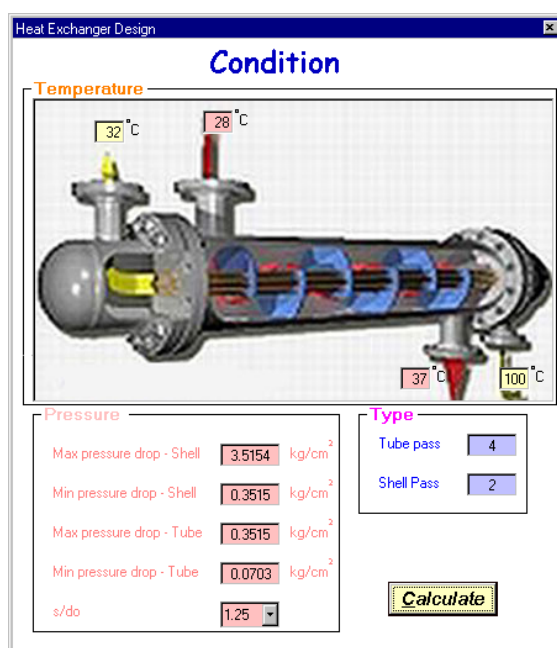


ภาพผนวกที่ ก2 หน้าจอหลักของโปรแกรมการคำนวณ

จากหน้าจอหลัก (ในภาพผนวกที่ ก2) เมื่อผู้ใช้คลิกที่ปุ่มเลือก Condition โปรแกรมจะแสดงรูปภาพประกอบและปุ่มคำสั่ง Input ดังภาพผนวกที่ ก3 เพื่อเริ่มการกำหนดสถานะการทำงาน (Condition) ให้คลิกที่ปุ่มคำสั่ง Input ในหน้าจอหลัก โปรแกรมจะแสดงหน้าต่าง Condition ดังภาพผนวกที่ ก4 เพื่อรับการกำหนดค่าความดันลดของสถานะการออกแบบ เพื่อใช้ตรวจสอบการคำนวณแบบวนซ้ำของด้านเชลล์และท่อ ซึ่งโดยปกติค่าความดันลดด้านท่อไม่ควรเกิน 0.3515 kg/cm^2 หรือเทียบเท่ากับ 5 psi สำหรับความหนืดของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ยน้อยกว่า 1.0 cp (วิวัฒน์, 2536) ส่วนความดันลดด้านเชลล์จะอยู่ในช่วงระหว่าง 0.3515 ถึง 3.5154 kg/cm^2 หรือเทียบเท่ากับ 5 – 50 psi (Fraas, 1988) สำหรับอัตราส่วนระหว่างระยะห่างท่อกับเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (s/do) มีหลายค่าคือ 1.25, 1.3, 1.4 และ 1.5 โดยปกติจะใช้ค่า s/do เท่ากับ 1.25 (Fraas, 1988) จากนั้นกำหนดเที่ยวการไหลของด้านเชลล์และท่อ ซึ่งจำนวนเที่ยวการไหลด้านท่อสำหรับเงื่อนไขการออกแบบที่กำหนดให้มีลักษณะการไหลแบบสวนทางกันอย่างสมบูรณ์จะกำหนดการไหลเที่ยวเดียว แต่โดยปกติจะกำหนดการไหลแบบ 2 หรือ 4 เที่ยว เพื่อลดความยาวของท่อต่อกลับ ส่งผลให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกระทัดรัดขึ้น ยกเว้นบางกรณีที่เส้นผ่าศูนย์กลางเชลล์มีค่ามาก อาจกำหนดเที่ยวการไหลแบบ 6 หรือ 8 เที่ยว ส่วนจำนวนเที่ยวการไหลด้านเชลล์จะถูกจำกัดไม่ควรเกิน 2 เที่ยว กรณีต้องการใช้เที่ยวการไหลมากกว่า 2 เที่ยว จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาต่ออนุกรมเพื่อลดปัญหาการไหลลัดทางในเชลล์ (วิวัฒน์, 2536)



ภาพผนวกที่ ก3 หน้าจอหลักของโปรแกรม หลังการคลิกปุ่มเลือก Condition



ภาพผนวกที่ ก4 หน้าจอแสดงการกำหนดสภาวะออกแบบ เมื่อคลิกที่ Condition ของหน้าจอหลัก

เมื่อทำการป้อนข้อมูลเสร็จแล้ว คลิกที่ปุ่ม Calculate เพื่อให้โปรแกรมทำการรับค่าต่าง ๆ ของสภาวะออกแบบที่กำหนด และ โปรแกรมจะออกจากหน้าต่าง Condition เพื่อกลับไปยังหน้าจอ