

การทดสอบสมรรถนะของคอนเดนเซอร์รถยนต์

ภาคผนวก ง การทดสอบสมรรถนะของคอนเดนเซอร์รถยนต์

คอนเดนเซอร์รถยนต์ เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่ระบายความร้อนจากของไหลที่ไหลภายในท่อ โดยอาศัยครีปเป็นส่วนช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการระบายความร้อนให้จากของไหลนั้น ๆ อย่างไรก็ตามหากนำคอนเดนเซอร์รถยนต์มาทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลที่ไหลภายในท่อ จะทำให้สมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้เปลี่ยนไปจากทฤษฎีที่มีอยู่ ในงานวิจัยนี้จึงได้ทำการทดสอบสมรรถนะของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่มีราคาถูก และหาภายในท้องตลาด เพื่อที่จะนำมาประยุกต์ใช้กับระบบนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในโครงการนี้

ง.1 จุดประสงค์และขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะของคอนเดนเซอร์รถยนต์

ในการทดลองในครั้งนี้มีจุดประสงค์ที่ต้องการทราบค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) และประสิทธิผล (Effectiveness) ของคอนเดนเซอร์รถยนต์ รวมทั้งหาค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้มีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นจากการติดตั้งปั้มน้ำในระบบ เพื่อที่จะเป็นข้อมูลในการพิจารณาออกแบบระบบ เพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุดงานวิจัยนี้

ทั้งนี้จะใช้ คอนเดนเซอร์รถยนต์ ยี่ห้อ Formula ขนาด 23 นิ้ว x 14 นิ้ว จำนวน 3 แผงต่อพ่วง อุปกรณ์แบบอนุกรม โดยมีลักษณะโครงสร้างดังนี้

ความยาวของครีปเกร็ด (L_1)	=	12.5	mm
ระยะห่างระหว่างครีปเกร็ด (L_p)	=	1.5	mm
จำนวนของครีปเกร็ด (N_1)	=	6	
ระยะพื้นที่เรียบบริเวณด้านข้างของครีปเกร็ด (S_1)	=	2.65	mm
ระยะพื้นที่เรียบระหว่างครีปเกร็ด (S_2)	=	2.5	mm
ระยะลึกของเกร็ดครีป (F_d)	=	2.0	mm
ระยะห่างระหว่างท่อ (T_p)	=	20.75	mm
ความกว้างของท่อ (T_w)	=	4.75	mm
ความหนาของครีป (F_{th})	=	0.12	mm
ความของลึกท่อ	=	19.0	mm
ความหนาของท่อ	=	0.8	mm
มุมของเกร็ดครีป	=	23.58	°

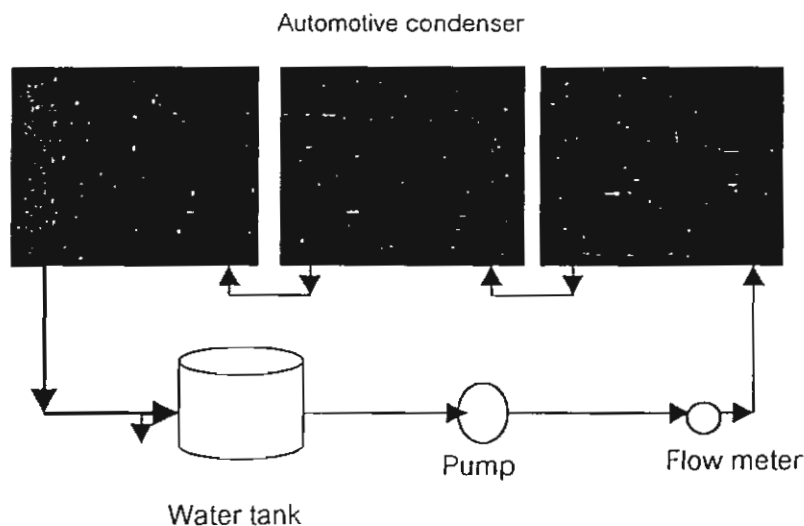
ซึ่งจะใช้ปั้มน้ำ ใช้แบบเซนติฟูกอล (Centrifugal) เพื่อบังคับให้น้ำป้อนไหลผ่านคอนเดนเซอร์รถยนต์โดยใช้ขนาด 0.5 แรงม้า, 0.37 kW (no wax) โดยมีชุดการทดลองดังรูปที่ ง.1 ในการทดสอบชุดทดสอบคอนเดนเซอร์รถยนต์ดังกล่าว จะติดตั้งชุดทดสอบคอนเดนเซอร์รถยนต์ให้รับความร้อนทั้ง

จากเตาอย่างอัตโนมัติ (Auto oven) ณ บริษัท ไทย-นิจิ อินดัสทรี จำกัด โดยติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่ใกล้เคียง
กำเนิดความร้อนที่สูงที่สุด สูงจากหัวเผาของเตาอย่างประมาณ 10 เซนติเมตร เพื่อการถ่ายความร้อนสูงสุด

ในการทดสอบแต่ละครั้ง น้ำจะถูกปั๊มเพื่อไปรับความร้อนจากความร้อนทั้งในรูปก๊าซร้อนที่ไหลแบบ
ธรรมชาติ (Natural flow) จากอุณหภูมิที่วัดได้อยู่ในช่วง $100^{\circ}\text{C} - 135^{\circ}\text{C}$ เมื่อระบบทำงานจนกระทั่ง
อุณหภูมิของน้ำทางเข้าและออกชุดทดสอบ อยู่ในสภาวะสม่ำเสมอ (Steady state) ซึ่งจะใช้เวลาเดินเครื่อง
ประมาณ 45 นาที จึงเริ่มเก็บข้อมูลของอุณหภูมิเข้า-ออกของก๊าซร้อนทั้งและน้ำป้อน ตลอดจนอัตราการไหล
ของน้ำป้อน โดยจะเก็บข้อมูลในแต่ละครั้งห่างกันประมาณ 10 นาที ผลการทดลองแสดงดังตารางที่ ง.5 ถึง
ตารางที่ ง.8

ในการทดสอบหาความดันตกคร่อมของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน จะโดยปรับค่าอัตราการไหลของน้ำ
ป้อนและบันทึกผลต่างความดันที่อ่านได้

จากนั้นจึงคำนวณวิเคราะห์หาค่าสมรรถนะต่าง ๆ ของชุดทดสอบที่มีอัตราโดยใช้อุณหภูมิจากการ
ทดลองและการคำนวณทางทฤษฎี เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer
coefficient) และประสิทธิภาพ (Effectiveness) ของคอนเดนเซอร์รถยนต์ คิดเทียบกับพื้นที่ในการรับความ
ร้อนของคอนเดนเซอร์รถยนต์จำนวน 3 แผง และนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่าความแตกต่างที่ได้จากการ
ทดลองและการคำนวณทางทฤษฎี โดยการคำนวณทางทฤษฎีจะใช้ค่าข้อมูลเฉลี่ยที่ได้จากการทดลอง
ทั้งนี้ข้อมูลซึ่งที่ได้จากการวัดสามารถแสดงให้เห็นได้ดังตารางที่ ง.1



รูปที่ ง.1 ชุดคอนเดนเซอร์ที่ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ ง.1 แสดงค่าที่ได้จากการวัดในการทดลอง

ชนิดของผลิตภัณฑ์ขณะทำการทดลอง	M-08s	M-07	M-31	C-120	Average.
วันที่ทำการทดลอง	10-Jan-02	11-Jan-02	12-Jan-02	15-Jan-02	
อุณหภูมิของน้ำป้อนเข้าระบบ (°C)	28.73	41.96	37.36	33.23	35.32
อุณหภูมิของน้ำป้อนออกระบบ (°C)	63.89	81.18	70.53	56.04	67.91
อัตราการไหลของน้ำป้อน (kg/s)	0.0314	0.0317	0.0320	0.0313	0.0316
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียเข้าระบบ (°C)	105	135	120	100	115
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียออกระบบ (°C)	70	82.5	77.5	60	73

ทั้งนี้ข้อมูลที่บันทึกได้จะสามารถนำมาคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำป้อน โดยให้หลักการสมดุลพลังงานระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น คำนวณโดยใช้วิธีค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบ ล็อกมิดิน (LMTD) และพิจารณาหาค่า-F (Correction factor) โดยพิจารณาการไหลแบบตั้งฉากที่ของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมกัน หลังจากนั้นก็จะสามารถหาค่า UA และประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์รถยนต์ได้จากการทดลอง โดยนำค่าดังกล่าวเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากคำนวณตามทฤษฎีและโดยตัวอย่างการคำนวณแสดงได้ดังนี้

ตัวอย่างการคำนวณค่า UA ที่ได้จากการทดลอง

ชนิดของผลิตภัณฑ์ขณะทำการทดลอง C-120

ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง

อุณหภูมิของน้ำเข้า ($T_{w,i}$) 33.23 °C อุณหภูมิของก๊าซร้อนเข้า ($T_{g,i}$) 100 °C

อุณหภูมิของน้ำออก ($T_{w,o}$) 56.04 °C อุณหภูมิของก๊าซร้อนเข้า ($T_{g,o}$) 60 °C

ค่าความจุความร้อนของน้ำ ($C_{p,w}$) 4.18 kJ/kg°C

ค่าความจุความร้อนของก๊าซร้อน ($C_{p,g}$) 1.01 kJ/kg°C

อัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_w$) 0.0314 kg/s

1. อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o})$$

$$= 0.0314 \times 4.18 \times (56.04 - 33.23) = 2.994 \text{ kW}$$

2. คำนวณหาอัตราการไหลของก๊าซร้อนจากสมดุลพลังงาน

$$Q_{gas} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,o} - T_{g,i}) = Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o})$$

$$\text{ดังนั้นอัตราการไหลของก๊าซร้อน} = 0.0741 \text{ kg/s}$$

3. ค่า LMTD

$$LMTD = \frac{[(T_{h.in} - T_{a.out}) - (T_{h.out} - T_{a.in})]}{\ln \frac{(T_{h.in} - T_{a.out})}{(T_{h.out} - T_{a.in})}} = \frac{[(100 - 56.04) - (60 - 33.32)]}{\ln \left(\frac{100 - 56.04}{60 - 33.32} \right)}$$

$$= 34.657$$

4. ค่า F (Correction factor) จากการกราฟ ในรูปที่ ผ.3.4 (ก) ค่าแก้ไข สำหรับการไหลตั้งฉาก

$$= 0.92$$

5. ค่า UA จากสมการ $Q = UAF(LMTD)$

$$2.994 = UA \times 0.92 \times 34.657$$

$$UA = 93.90 \text{ W/C}$$

6. ค่าประสิทธิภาพ จากสมการ

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad \text{โดยที่ } Q_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{h.in} - T_{c.in})$$

$$\text{ดังนั้น } Q_{max} = 0.0741 \times 1.01 \times (100 - 33.32) = 4.997 \text{ kW}$$

$$\text{ประสิทธิภาพ (Effectiveness)} = 2.994 / 4.997 = 0.599$$

ข้อมูลที่คำนวณได้ทั้งหมดปรากฏผลในตารางที่ ง.2 และนำค่าดังกล่าวเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากคำนวณตามทฤษฎี ตัวอย่างการคำนวณตามทฤษฎีแสดงในหัวข้อ ง.3 การเปรียบเทียบค่า UA และประสิทธิภาพ แสดงดังตารางที่ ง.3 และ ง.4 ตามลำดับ

ง.2 สรุปผลการทดลอง

ง.2.1 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

จากการทดลองชุดทดสอบคอนเดนเซอร์รถยนต์ เพื่อทดสอบหาค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้น ได้กำหนดอัตราการไหลของน้ำป้อน โดยเฉลี่ยเท่ากับ 0.036 kg/s ส่วนอัตราการไหลของก๊าซไอเสียเป็นการไหลแบบธรรมชาติ จะพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในแต่ละครั้งที่ทำการทดลองมีค่าไม่คงที่ โดยค่าเฉลี่ยเท่ากับ 110.70 W/°C และจากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนตามหลักทางทฤษฎี พบว่ามีค่าเท่ากับ 182.36 W/°C ซึ่งค่าดังกล่าวมีความแตกต่างกัน 39.30% อาจจะมีสาเหตุมาจากการทดลองกับแหล่งความร้อนที่ ณ ปัจจุบันซึ่งไม่ได้กำหนดขอบเขตของพารามิเตอร์ใด ๆ ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียไม่คงที่ เนื่องจากจะขึ้นอยู่กับเทคนิคในการผลิตผลิตภัณฑ์แต่ละชนิด

ง.2.2 ประสิทธิภาพ (Effectiveness)

ค่าประสิทธิภาพจากการทดลองและการคำนวณตามหลักทางทฤษฎีมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.535 และ 0.645 ตามลำดับ ซึ่งค่าดังกล่าวมีค่าความแตกต่างจากกัน 17.05% อาจเนื่องสาเหตุอุณหภูมิไม่คงที่ของก๊าซร้อน หากพิจารณาแล้วจะพบว่าเหมาะสำหรับที่จะพิจารณาเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ง.2.3 ความดันสูญเสีย

โดยทั่วไปขนาดท่อของคอนเดนเซอร์รถยนต์จะมีขนาดเล็ก ดังนั้นควรที่จะพิจารณาความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น เนื่องจากจะส่งผลให้มีการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นจากการติดตั้งปั๊มน้ำ จากการทดลองหาความดันสูญเสียของหม้อรถยนต์ 1 แฉก พบว่าถ้าต้องการอัตราการไหลของน้ำ 0.0586 และ 0.0242 kg/s จะเกิดความดันตกคร่อม 2 และ 0.25 bar ตามลำดับ ข้อมูลอัตราการไหลอื่น ๆ แสดงในตารางที่ ง.9 จากข้อมูลพบว่า ความดันตกคร่อมจะขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหลที่ไหลในท่อ ดังนั้นในการทดลองนี้จะเป็นข้อมูลในการกำหนดอัตราการไหลของน้ำป้อน และการต่อพ่วงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อประโยชน์สูงสุดในงานวิจัยครั้งนี้

ตารางที่ ง.2 ข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ

ชนิดของผลิตภัณฑ์ขณะทำการทดลอง	M-08s	M-07	M-31	C-120	Average.
วันที่ทำการทดลอง	10-Jan-02	11-Jan-02	12-Jan-02	15-Jan-02	
อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำป้อนได้รับ (W)	4603.86	5200.99	4436.7	2996.31	4309.31
อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย (kg/s)	0.130	0.098	0.103	0.074	0.102
LMTD	41.19	46.86	44.64	34.66	
F (Cross flow sides unmixed)	0.92	0.93	0.92	0.92	
UA(W/°C)	121.50	119.33	108.00	93.97	110.70
Qmax (W)	9952.74	9217.00	8626.10	5001.59	
effectiveness	0.463	0.564	0.514	0.599	0.535

ตารางที่ ง.3 แสดงการเปรียบเทียบค่า UA การคำนวณที่ได้จากการทดลองและทฤษฎี

ชนิดของผลิตภัณฑ์ขณะทำการทดลอง	M-08s	M-07	M-31	C-120	Average.
ค่าคำนวณทางทฤษฎี ($W/^{\circ}C$)	182.36	182.36	182.36	182.36	182.36
ค่าการทดลอง ($W/^{\circ}C$)	121.50	119.33	108.00	93.97	110.70
ค่าความแตกต่าง (%)	33.38	34.56	40.77	48.47	39.30

ตารางที่ ง.4 แสดงการเปรียบเทียบค่าประสิทธิผล การคำนวณที่ได้จากการทดลองและทฤษฎี

ชนิดของผลิตภัณฑ์ขณะทำการทดลอง	M-08s	M-07	M-31	C-120	Average.
ค่าคำนวณทางทฤษฎี	0.645	0.645	0.645	0.645	0.645
ค่าการทดลอง	0.463	0.564	0.514	0.599	0.535
ค่าความแตกต่าง (%)	28.22	12.56	20.31	7.13	17.05

ตารางที่ ง.5 ผลการทดลองขณะที่ทำการย่างผลิตภัณฑ์ชนิด M-08s เมื่อวันที่ 10 มกราคม 2545

เวลาที่บันทึก	อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า ($^{\circ}C$)	อุณหภูมิน้ำป้อนออก ($^{\circ}C$)	อัตราการไหลน้ำป้อน (kg/s)
14:00	28.6	62.5	0.0310
14:10	28.7	66.4	0.0323
14:20	28.9	61.5	0.0310
14:30	28.6	66.0	0.0318
14:40	28.7	64.8	0.0316
14:50	29.1	60.6	0.0323
15:00	28.4	64.9	0.0304
15:10	28.7	62.0	0.0310
15:20	28.5	64.9	0.0311
15:30	28.7	66.1	0.0299
15:40	29.1	63.8	0.0310
15:50	28.6	63.8	0.0323
16:00	28.9	63.3	0.0320
ค่าเฉลี่ย	28.7	63.9	0.0314

ช่วงอุณหภูมิของน้ำร้อนเข้า 120 - 90 $^{\circ}C$ ช่วงอุณหภูมิของน้ำร้อนออก 80 - 60 $^{\circ}C$

ตารางที่ ง.6 ผลการทดลองขณะที่ทำการย่ำผลิตภัณฑ์ชนิด M-07 เมื่อวันที่ 11 มกราคม 2545

เวลาที่บันทึก	อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า(°C)	อุณหภูมิน้ำป้อนออก (°C)	อัตราการไหลน้ำป้อน (kg/s)
14:00	31.1	75.1	0.0312
14:10	32.5	73.4	0.0323
14:20	34.8	77.5	0.0315
14:30	36.7	79.4	0.0310
14:40	38.4	78.9	0.0321
14:50	40.5	84.9	0.0316
15:00	42.1	82.2	0.0318
15:10	44.5	83.1	0.0320
15:20	45.8	84.7	0.0319
15:30	47.8	82.2	0.0322
15:40	49.7	83.7	0.0321
15:50	50.4	84.7	0.0318
16:00	51.2	85.6	0.0310
ค่าเฉลี่ย	41.96	81.18	0.0317

ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนเข้า 150 - 120 °C

ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนออก 90 - 75 °C

ตารางที่ ง.7 ผลการทดลองขณะที่ทำการย่ำผลิตภัณฑ์ชนิด M-31 เมื่อวันที่ 12 มกราคม 2545

เวลาที่บันทึก	อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า(°C)	อุณหภูมิน้ำป้อนออก (°C)	อัตราการไหลน้ำป้อน (kg/s)
14:00	33.1	68.1	0.0323
14:10	36.4	69.1	0.0313
14:20	36.7	71.6	0.0333
14:30	38.3	72.1	0.0313
14:40	38.4	71.2	0.0313
14:50	39.2	70.2	0.0333
15:00	39.4	71.5	0.0313
ค่าเฉลี่ย	37.36	70.53	0.0320

ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนเข้า 140 -100 °C ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนออก 85 - 70 °C

ตารางที่ ง.8 ผลการทดลองขณะที่ทำการอย่างผลิตภัณฑ์ชนิด C-120 เมื่อวันที่ 15 มกราคม 2545

เวลาที่บันทึก	อุณหภูมิน้ำป้อนเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำป้อนออก (°C)	อัตราการไหลน้ำป้อน (kg/s)
10:30	31.7	54.3	0.0306
10:40	31.8	52.2	0.0313
10:50	32.5	53.6	0.0296
11:00	32.1	51.9	0.0313
11:10	32.8	53.2	0.0333
11:20	32.9	58.1	0.0301
11:30	34.5	57.5	0.0303
11:40	34.9	59.7	0.0333
11:50	34.6	59.8	0.0323
12:00	34.5	60.1	0.0313
ค่าเฉลี่ย	33.23	56.04	0.0313

ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนเข้า 110 - 90 °C

ช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนออก 70 - 50 °C

ตารางที่ ง.9 ผลจากการทดลองหาความดันตกคร่อมของคอนเดนเซอร์ 1 แผง กับอัตราการไหลของน้ำป้อน

ความดันที่ตกคร่อม (bar)	อัตราการไหลของน้ำป้อน (kg/s)
0.25	0.0242
0.50	0.0348
1.00	0.0483
1.50	0.0576
2.00	0.0586

การออกแบบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในการอุ่นน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ
โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์

ภาคผนวก จ การออกแบบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่

การออกแบบทางวิศวกรรมนั้น ต้องอาศัยข้อมูลทางเทคนิค และเงื่อนไขที่ต้องการ ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ ออกแบบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่จากก๊าซร้อนที่ได้จากกระบวนการผลิตที่โรงงาน โดยใช้ คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำ รายละเอียดของระบบมี ต่อไปนี้

เงื่อนไขที่ต้องการ

ต้องการน้ำร้อนออกจากระบบในปริมาณ 21 lit/min ที่อุณหภูมิ 75 °C

ข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการออกแบบ

- ◆ อุณหภูมิของก๊าซร้อน 120 - 140 °C ความเร็วของก๊าซร้อน 0.15 m/s
- ◆ น้ำป้อนเข้าระบบที่อัตราการไหล 21 lit/min ที่อุณหภูมิ ~30°C
- ◆ จากการทดสอบคอนเดนเซอร์ จำนวน 3 แผง พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) เท่ากับ 110 W/K
- ◆ ค่าความจุความร้อนของน้ำ (C_p) 4.18 kJ/kg K
- ◆ ค่าความจุความร้อนของของก๊าซร้อน (C_p) 1 kJ/kg K

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องป้อนให้แก่น้ำป้อนเพื่อให้ได้อุณหภูมิตามต้องการ

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \\ &= (21/60) \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg K} \times (75 - 30) \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 65.8 \text{ kW} \end{aligned}$$

สมดุลพลังงานเพื่อคำนวณหาอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ออกจากระบบ

Q ที่น้ำป้อนได้รับ = Q ที่ก๊าซร้อนถ่ายเทให้

$$65.8 = (1 \times 1 \times (130 - T_2))$$

$$T_2 = 64.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ดังนั้น จะเห็นได้ว่า

$$T_{\text{น้ำเข้า}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{น้ำออก}} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{ก๊าซเข้า}} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{ก๊าซออก}} = 64.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$LMTD = \frac{[(T_{g,in} - T_{w,out}) - (T_{g,out} - T_{w,in})]}{\ln \frac{(T_{g,in} - T_{w,out})}{(T_{g,out} - T_{w,in})}}$$

$$LMTD = 54.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

จากสมการพลังงาน

$$Q = \frac{UA[(T_{g,in} - T_{w,out}) - (T_{g,out} - T_{w,in})]}{\ln \frac{(T_{g,in} - T_{w,out})}{(T_{g,out} - T_{w,in})}}$$

$$65.8 \text{ kW} = UA (54.7) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ดังนั้น

$$UA = 1.20 \text{ kW/K}$$

จากข้อมูลการทดสอบ $UA = 110 \text{ W/K}$ (คอนเดนเซอร์ 3 แผง)

$$UA = 1200 \text{ W/K} / 110 \text{ W/K} = 10.9 = 11 = \text{ชุด}$$

ออกแบบไว้เผื่อการใช้งานจริงไว้ 30%

ดังนั้น จะได้คอนเดนเซอร์ทั้งหมด 16 ชุด หรือ 48 แผง

ดังนั้น เพื่อความเหมาะสมกับการติดตั้งบนฝ้าเตาย่าง จึงได้ออกแบบ แบ่งออกเป็น 8 ชุด

ซึ่งแต่ละชุดต่อแผงแบบอนุกรม 6 แผง รวมทั้งหมดจะต้องติดตั้งคอนเดนเซอร์จำนวน 48 แผง

รายละเอียดการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เบื้องต้นและหลังจากการทดสอบระบบ

ภาคผนวก ฉ รายละเอียดการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เบื้องต้นหลังจากการทดสอบระบบ

1.การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เบื้องต้น

การออกแบบระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในครั้งนี้ คาดหวังไว้ว่าถ้าป้อนอัตราการไหลของน้ำเข้าระบบที่ 21 lit/min แล้ว จะได้น้ำร้อนมีอุณหภูมิสูงถึง 75 °C ซึ่งถ้าเป็นไปตามที่คาดหวังไว้จะสามารถวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เบื้องต้น ได้ดังนี้

ข้อกำหนดจากข้อมูลเบื้องต้น

ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ	82%	
ค่าไฟฟ้าต่อหน่วยเฉลี่ย	2.55	บาทต่อหน่วย
หม้อไอน้ำใช้งานเฉลี่ย	16	ชั่วโมงต่อวัน
วันทำงานต่อปี	312	วันต่อปี
ราคาน้ำมันเตาเฉลี่ย	8.61	บาทต่อกิโลกรัม
หม้อไอน้ำใช้น้ำมันเตาเกรดเอเป็นเชื้อเพลิง มีค่า HHV		
	เท่ากับ	10,200 kcal/kg
	หรือ เท่ากับ	42,707.4 kJ/kg
ปั๊มน้ำที่ใช้ในระบบ	1.5	kW
ค่าบำรุงรักษาและเปลี่ยนอุปกรณ์	40,000	บาท/ปี

ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบระบบ

การออกแบบระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในครั้งนี้ คาดหวังไว้ว่าถ้าป้อนอัตราการไหลของน้ำเข้าระบบที่ 21 lit/min แล้ว จะได้น้ำร้อนมีอุณหภูมิสูงถึง 75 °C ซึ่งถ้าเป็นไปตามที่คาดหวังไว้จะสามารถวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เบื้องต้น จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้รับจากแหล่งความร้อนทั้งในปริมาณ 65.86 kW และในระบบเดิมมีการนำเอาคอนเดนเต้ที่บางส่วนที่ผ่านกระบวนการอุ่นน้ำมันเตากลับมาใช้ใหม่โดยเข้าผสมกับน้ำป้อนก่อนเข้าหม้อไอน้ำและจากการตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำป้อนเดิมก่อนติดตั้งระบบมีอุณหภูมิ 40 °C

ดังนั้นสามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระบบสามารถประหยัดได้

$$Q = \dot{m} C_p (T_{\text{น้ำป้อนออกจากระบบ}} - T_{\text{ระบบเดิมก่อนการติดตั้ง}})$$

$$Q = 0.35 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg K} \times (75 - 40) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$= 51.21 \text{ kW}$$

ถ้าคิดโดยนำอัตราการถ่ายเทความร้อนจากระบบมาใช้ 80% ของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระบบสามารถทำได้จะได้ว่า

$$Q = 0.7 \times (51.21) \\ = 35.84 \text{ kW}$$

จากประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ 82%

ดังนั้น ปริมาณความร้อนของระบบทำได้คิดเปรียบเทียบเป็นปริมาณความร้อนของน้ำมันเตาคือ

$$\frac{Q}{HHV \cdot \eta} = \frac{35.84 \text{ kJ/s}}{42707.4 \text{ kJ/kg} \times 0.82}$$

$$= 3.68 \text{ kg/hr}$$

ถ้าพิจารณาในระยะเวลา 1 ปี จะได้ปริมาณการประหยัดเป็นน้ำมันเตาที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ดังนี้

$$= 3.68 \text{ kg/hr} \times 15 \text{ hr/day} \times 312 \text{ day/year}$$

$$= 17,244.2 \text{ kg/year}$$

ฉะนั้น คิดเป็นเงินในการประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตาที่ระบบนำความร้อนทำได้ คือ

$$= 24660.5 \times 8.61$$

$$= 148,472 \text{ บาทต่อปี}$$

ในการดำเนินงานของระบบได้นั้นต้องใช้ปั๊มน้ำเพื่อเพิ่มพลังงานให้แก่ปั๊มน้ำ ดังนั้นต้องเสียค่าใช้จ่ายในรูปของค่าพลังงานไฟฟ้าให้ปั๊มน้ำแก่ปั๊มน้ำกระแสไฟฟ้าให้ปั๊มน้ำ ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ราคาไฟฟ้า} &= (\text{กำลังในการขับเคลื่อน, kW}) \times (\text{เวลาในการดำเนินการ, hr}) \times \\ &\quad (\text{ราคาไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย, baht/kWh}) \\ &= 1.5 \text{ kW} \times 16 \text{ hr/day} \times 312 \text{ day/year} \times 2.55 \text{ baht/kWh} \\ &= 19,094.4 \text{ baht/year} \end{aligned}$$

ดังนั้น มูลค่าเงินที่สามารถประหยัดสุทธิ สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$= 148,472 - 19,094.4 - 40,000$$

$$= 89,377.6 \text{ baht/year}$$

ข้อมูลจากการสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่

มูลค่าการลงทุนรวมค่าแรงพร้อมติดตั้ง 180,000 บาท
โดยประกอบไปด้วย

1. คอนเดนเซอร์รถยนต์ 48 แผง
2. ชุดโครงสร้างเหล็กแบบถอดประกอบได้
3. ถังน้ำขนาด 1.1 m³ 1 ถัง
4. ระบบท่อส่งน้ำรวมฉนวนพร้อมหุ้มปก
5. ระบบควบคุม

อายุการใช้งานของระบบ 15 ปี

ค่าบำรุงรักษาเปลี่ยนอุปกรณ์ 40,000 บาทต่อปี

คิดอัตราดอกเบี้ยแบบทบต้น 7.25 บาทต่อปี (เงินกู้ของธนาคารกรุง

ไทย ณ วันที่ 15 สิงหาคม 2545)

ระยะเวลาคืนทุนอย่างง่าย

สามารถคำนวณจาก

$$\text{อัตราการคืนทุน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่ายในการลงทุนแรกเริ่ม (บาท)}}{\text{ผลตอบแทนสุทธิรายปี (บาท/ปี)}}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \text{อัตราการคืนทุน} = \frac{180,000}{89377.6} = 2 \text{ ปี}$$

พบว่าการลงทุนและติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ในครั้งนี้
สามารถคืนทุนในระยะเวลา 2 ปี

อัตราการคืนทุนภายใน (Internal rate of return, IRR)

ซึ่งเป็นการพิจารณา ค่าอัตราดอกเบี้ย ที่ทำให้มูลค่าของผลตอบแทนที่อัตราดอกเบี้ยนั้น มีมูลค่าเท่ากับมูลค่าของการลงทุนพอดี และโดยทั่วไปแล้วโครงการที่สมควรได้รับการพิจารณาสนับสนุนให้มีการลงทุนนั้น IRR ควรมีค่าสูงกว่าอัตราดอกเบี้ยที่ได้รับจากธนาคาร สามารถคำนวณได้จาก

$$\sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC = 0 \quad (2.41)$$

แทนค่า

$$\frac{89,377.6}{i} [(1+i)^{15} - 1] - 180,000 \times (1+i)^{15} = 0$$

$$i = 0.495 = \%$$

จากระบบที่ได้ออกแบบไว้นั้น ถ้าได้อุณหภูมิน้ำร้อนที่ออกจากระบบที่ 75 °C จะมีระยะเวลาการคืนทุน 2 ปี และมีอัตราการคืนทุนภายใน 49.5%

2. การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์หลังจากทดสอบระบบ

ข้อกำหนดจากข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณนี้ เช่นเดียวกับการคำนวณในขั้นตอน (a) และ (b) ของการวิเคราะห์

ข้อมูลที่ได้จากทดสอบระบบ

จากการทดสอบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ที่มีความต้องการปริมาณน้ำป้อนที่ 21 ลิตรต่อนาที พบว่าควรกำหนดอัตราการไหลของน้ำป้อนที่ 21 ลิตรต่อนาทีเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุดดังรายละเอียดที่ได้เสนอในข้างต้น โดยจากรูป 5.1 ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 21 ลิตรต่อนาที ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้รับจากแหล่งความร้อนทิ้งในปริมาณ 73.36 kW และอุณหภูมิน้ำป้อนที่เข้าถึงน้ำเท่ากับ 81.1 °C ในระบบเดิมมีการนำเอาคอนเดนเสทบางส่วนที่ผ่านกระบวนการอุ่นน้ำมันเตากลับมาใช้ใหม่โดยเข้าผสมกับน้ำป้อนก่อนเข้าหม้อไอน้ำและจากการตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำป้อนเดิมก่อนติดตั้งระบบมีอุณหภูมิ 40 °C

ดังนั้นสามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระบบสามารถประหยัดได้

$$Q = \dot{m} C_p (T_{\text{น้ำป้อนออกจากระบบ}} - T_{\text{ระบบเดิมก่อนการติดตั้ง}})$$

$$Q = 0.35 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg K} \times (81.10 - 40) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$= 60.13 \text{ kW}$$

ถ้าคิดไดโนนำอัตราการถ่ายเทความร้อนจากระบบมาใช้ 80% ของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระบบสามารถทำได้จะได้ว่า

$$Q = 0.8 \times (60.13)$$

$$= 48.10 \text{ kW}$$

จากประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ 82%

ดังนั้น ปริมาณความร้อนของระบบทำได้คิดเปรียบเทียบเป็นปริมาณความร้อนของน้ำมันเตาคือ

$$\frac{Q}{HHV.\eta} = \frac{48.10 \text{ kJ/s}}{42707.4 \text{ kJ/kg} \times 0.82}$$

$$= 4.94 \text{ kg/hr}$$

ถ้าพิจารณาในระยะเวลา 1 ปี จะได้ปริมาณการประหยัดเป็นน้ำมันเตาที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ดังนี้

$$= 4.94 \text{ kg/hr} \times 15 \text{ hr/day} \times 312 \text{ day/year}$$

$$= 23,166 \text{ kg/year}$$

ฉะนั้น คิดเป็นเงินในการประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตาที่ระบบทำความร้อนทำได้ คือ

$$= 23,166 \times 8.61$$

$$= 199,056 \text{ บาทต่อปี}$$

ในการดำเนินงานของระบบได้นั้นต้องใช้ปั๊มน้ำเพื่อเพิ่มพลังงานให้แก่ปั๊มน้ำ ดังนั้นต้องเสียค่าใช้จ่ายในรูปของค่าพลังงานไฟฟ้าให้ปั๊มน้ำกับปั๊มน้ำกระแสไฟฟ้าให้ปั๊มน้ำ ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ราคาไฟฟ้า} &= (\text{กำลังในการขับเคลื่อน, kW}) \times (\text{เวลาในการดำเนินการ, hr}) \times \\ &\quad (\text{ราคาไฟฟ้าเฉลี่ยต่อหน่วย, baht/kWh}) \\ &= 1.5 \text{ kW} \times 16 \text{ hr/day} \times 312 \text{ day/year} \times 2.55 \text{ baht/kWh} \\ &= 19,094.4 \text{ baht/year} \end{aligned}$$

ดังนั้น มูลค่าเงินที่สามารถประหยัดสุทธิ สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$= 199,056 - 19,094.4 - 40,000$$

$$= 139,961.9 \text{ baht/year}$$

มูลค่าการลงทุนรวมค่าแรงพร้อมติดตั้ง 180,000 บาท

ระยะเวลาคืนทุนอย่างง่าย

สามารถคำนวณจาก

$$\text{อัตราการคืนทุน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่ายในการลงทุนแรกเริ่ม (บาท)}}{\text{ผลตอบแทนสุทธิรายปี (บาท/ปี)}}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \text{อัตราการคืนทุน} = \frac{180,000}{139,961.9} = 1.29 \text{ ปี}$$

พบว่าการออกแบบและติดตั้งระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในครั้งนี้ สามารถคืนทุนในระยะเวลา 1.29 ปี

อัตราการคืนทุนภายใน (Internal rate of return, IRR)

ซึ่งเป็นการพิจารณา ค่าอัตราดอกเบี้ย ที่ทำให้มูลค่าของผลตอบแทนที่อัตราดอกเบี้ยนั้น มีมูลค่าเท่ากับมูลค่าของการลงทุนพอดี และโดยทั่วไปแล้วโครงการที่สมควรได้รับการพิจารณาสับสนุนให้มีการลงทุนนั้น IRR ควรมีค่าสูงกว่าอัตราดอกเบี้ยที่ได้รับจากธนาคาร สามารถคำนวณได้จาก

$$\sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC = 0 \quad (2.41)$$

แทนค่า

$$\frac{139,961.9}{i} [(1+i)^{15} - 1] - 180,000 \times (1+i)^{15} = 0$$

$$i = 0.777 = 77.7\%$$

สรุปการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์เบื้องต้น

อุณหภูมิน้ำป้อนเท่ากับ 75°C สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้ 17,244.2 kg/year คิดเป็นมูลค่า 89,377 บาท/ปี มีระยะคืนทุนภายใน 2 ปี และมีอัตราการคืนทุนภายใน 49.5%

การวิเคราะห์หลังจากทดสอบระบบ

อุณหภูมิน้ำป้อนเท่ากับ 81.1°C สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้ 23,166 kg/year คิดเป็นมูลค่า 139,962 บาท/ปี มีระยะคืนทุนภายใน 1.29 ปี และมีอัตราการคืนทุนภายใน 77.7%

สัญญาจ้างในการสร้างระบบ

สัญญาการก่อสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่
ระหว่าง บริษัท ไทย – นิจิ อินดัสทรี จำกัด กับบริษัทผู้รับเหมาก่อสร้าง
ในโครงการ "การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในการอบแห้งขนม"
สนับสนุนโดย สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย ภาคเหนือ

สัญญานี้ทำขึ้น ณ บริษัท ไทย-นิจิ อินดัสทรี จำกัด เมื่อวันที่ 20 เดือน พฤษภาคม พ.ศ. 2545 ระหว่าง บริษัท ไทย-นิจิ อินดัสทรี จำกัด โดยนางจิราพริน ยายาคาวา เลขที่ 77 หมู่ 13 ถ.สุขเปอร์ไฮเวย์เชียงใหม่-ลำปาง ต.มะเขือแจ้ อ.เมือง จ.ลำพูน ซึ่งต่อไปเรียกว่า "ผู้ว่าจ้าง" ฝ่ายหนึ่งกับ ห้างหุ้นส่วนจำกัด ทีซีเอส เอ็นเนอร์ยี คอนซัลแตนท์ เลขที่ประจำตัวผู้เสียภาษี 3030521149 ซึ่งจดทะเบียนเป็นนิติบุคคล ณ สำนักงานทะเบียนหุ้นส่วน จังหวัดเชียงใหม่ มีสำนักงานใหญ่ เลขที่ 233/11 หมู่ 6 ถนน วงแหวนศาลากลางแม่โจ้ ตำบล สันติสุข อำเภอ เมืองเชียงใหม่ จังหวัด เชียงใหม่ โทรศัพท์ 053-243328 โทรสาร 053-243328 โดย นายสุริยนต์ ฆมดี อายุ 25 ปี อยู่บ้านเลขที่ 284/59 หมู่ที่ 1 ซอย บุญมาก 2 ถนน สรวงประภา ดอนเมือง กรุงเทพมหานคร ซึ่งต่อไปในสัญญานี้เรียกว่า "ผู้รับจ้าง" อีกฝ่ายหนึ่ง คู่สัญญาได้ตกลงกันมีข้อความดังต่อไปนี้

คู่สัญญาได้ตกลงกันมีข้อความดังนี้

1. ข้อตกลงว่าจ้าง

ผู้ว่าจ้างตกลงจ้าง และผู้รับจ้างตกลงรับจ้างก่อสร้าง ระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามแบบแปลนที่คณะผู้เข้าร่วมโครงการได้ออกแบบไว้ทั้งหมด ภายใต้คำแนะนำและควบคุมของคณะผู้เข้าร่วมโครงการ "การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่" มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ โดยมีรายละเอียดคือ

จำนวนคอนเดนเซอร์รถยนต์ และวัสดุที่ใช้ในการก่อสร้าง

- 1.1 ชุดคอนเดนเซอร์รถยนต์ขนาด 23 นิ้ว x 14 นิ้ว ทน $\frac{3}{4}$ นิ้ว จำนวน 4 ชุด พร้อมโครงเหล็กแบบถอดประกอบได้ โดยแต่ละชุดประกอบคอนเดนเซอร์รถยนต์จำนวน 12 แผง (ดูแบบแปลนที่ 1)
- 1.2 ระบบท่อส่งน้ำ พร้อมกับหุ้มฉนวนใยแก้วรวมปลอกสังกะสีกันความร้อนทางด้านน้ำร้อน (ดูแบบแปลนที่ 2)
- 1.3 อุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ ประกอบด้วย
 - ถังน้ำสแตนเลสขนาด 1000 ลิตร จำนวน 1 ถัง
 - ปั๊มน้ำ ขนาด 1 ½ HP จำนวน 1 เครื่อง
 - อุปกรณ์ตรวจวัดและแสดงผลอุณหภูมิและความดัน จำนวน 2 ชุด
 - อุปกรณ์ตรวจวัดอัตราการไหลของน้ำและอุปกรณ์ปรับอัตราการไหล ทางผู้รับเหมาจะจัดหาให้ใช้ระหว่างการทดสอบของนักวิจัย

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง

(นางจิราพริน ยายาคาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง

(นายสุริยนต์ ฆมดี)

- ชุดควบคุมการเปิด/ปิด ทำงานของปั๊มน้ำ

รวมทั้งสิ้น เป็นเงิน 180,000 บาท (หนึ่งแสนแปดหมื่นบาท) รวมค่าภาษีมูลค่าเพิ่มเป็นเงิน 12,600 บาท (หนึ่งหมื่นสองพันหกร้อยบาท) รวมเป็นเงินสุทธิทั้งสิ้น 192,600 บาท (หนึ่งแสนเก้าหมื่นสองพันหกร้อยบาทถ้วน)

การติดตั้งระบบ ณ บริษัท ไทย - นิธิ อินดัสทรี จำกัด เลขที่ 77 หมู่ 13 ต.ชุมเปอร์ไฮเวย์เชียงใหม่-ลำปาง ต.มะเขือแจ้ อ.เมือง จ.ลำพูน ตามข้อกำหนดและเงื่อนไขแห่งสัญญานี้ รวมทั้งเอกสารแนบท้ายสัญญา

ผู้รับจ้างตกลงที่จะจัดหาแรงงานและวัสดุเครื่องมือเครื่องใช้ ตลอดจนอุปกรณ์ต่าง ๆ ตามแบบเพื่อใช้ในการจ้างตามสัญญานี้

2. เอกสารอันเป็นส่วนหนึ่งของสัญญา

เอกสารแนบท้ายสัญญาดังต่อไปนี้ ให้ถือเป็นส่วนหนึ่งของสัญญานี้

2.1 ผแนวก 1

- รูปแบบและโครงสร้างของระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- รูปแบบตำแหน่งของอุปกรณ์ที่ติดตั้งภายในระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ความใดในเอกสารแนบท้ายสัญญาที่ขัดแย้งกับข้อความในสัญญานี้ ให้ใช้ข้อความในสัญญานี้บังคับและในกรณีที่เอกสารแนบท้ายขัดแย้งกันเอง ผู้รับจ้างจะต้องปฏิบัติตามคำวินิจฉัยของผู้ว่าจ้าง

3. ค่าจ้างและการเบิกจ่ายเงิน

ผู้ว่าจ้างตกลงจ่ายเงิน และผู้รับจ้างตกลงรับเงินค่าจ้าง จำนวน 192,600 บาท (หนึ่งแสนเก้าหมื่นสองพันหกร้อยบาทถ้วน) ซึ่งได้รวมค่าใช้จ่ายทั้งวัสดุ,ค่าแรงและภาษีมูลค่าเพิ่มไว้ด้วยแล้ว โดยถือว่าคาเหมารวมเป็นเกณฑ์และกำหนดจ่ายเงินเป็นผลงานแต่ละส่วนและแต่ละงวดดังนี้

3.1 การก่อสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตามรายละเอียดแบบในภาคผนวก 1) คิดเป็นจำนวนเงินทั้งสิ้น จำนวน 192,600 บาท (หนึ่งแสนเก้าหมื่นสองพันหกร้อยบาทถ้วน)

จ่ายงวดที่ 1 จำนวนเงิน 57,700 บาท (ห้าหมื่นเจ็ดพันเจ็ดร้อยบาทถ้วน)

ภายใน 1 สัปดาห์ เมื่อมีการลงนามในสัญญา

จ่ายงวดที่ 2 จำนวนเงิน 57,700 บาท (ห้าหมื่นเจ็ดพันเจ็ดร้อยบาทถ้วน)

เมื่องานเสร็จประมาณร้อยละ 50 ของงานทั้งหมด

จ่ายงวดที่ 3 จำนวนเงิน 77,200 บาท (เจ็ดหมื่นเจ็ดพันสองร้อยบาทถ้วน)

เมื่องานแล้วเสร็จทั้งหมดสมบูรณ์ ตามสัญญาระบุไว้

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง

(นางจิราพิน ฮายาคาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง

(นายสุริยนต์ ชมดี)

4. กำหนดเวลาแล้วเสร็จ และสิทธิของผู้ว่าจ้างในการบอกเลิกสัญญา

ผู้รับจ้าง ต้องเริ่มทำงานที่รับจ้าง ในวันที่มีการลงนามในสัญญา และจะต้องทำงานให้แล้วเสร็จสมบูรณ์ ภายใน 45 วันนับจากวันที่มีการลงนามในสัญญา

ถ้าผู้รับจ้าง มิได้ลงมือทำงานภายในกำหนดเวลาหรือไม่สามารถทำงานให้แล้วเสร็จตามกำหนด หรือมีเหตุให้เชื่อได้ว่าผู้รับจ้างไม่สามารถทำงานเสร็จ ภายในกำหนดเวลาหรือจะแล้วเสร็จล่าช้าเกินกว่ากำหนดเวลาหรือผู้รับจ้างทำผิดสัญญาข้อใดข้อหนึ่ง หรือตกเป็นผู้ล้มละลายหรือเพิกเฉยไม่ปฏิบัติตามคำแนะนำของคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่” มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ซึ่งได้รับมอบอำนาจจากผู้ว่าจ้าง ผู้ว่าจ้างมีสิทธิจะบอกเลิกสัญญาได้ และมีสิทธิจ้างผู้รับจ้างรายใหม่เข้าทำงานของผู้รับจ้างให้ลุล่วงไปได้ด้วย

การที่ผู้ว่าจ้าง ไม่ใช้สิทธิเลิกสัญญาดังกล่าวข้างต้น ไม่เป็นเหตุให้ผู้รับจ้างพ้นความรับผิดชอบตามสัญญา

5. ความรับผิดชอบในความชำรุดบกพร่องของงานจ้าง

เมื่องานแล้วเสร็จสมบูรณ์ หากมีเหตุชำรุดบกพร่องหรือเสียหายนั้นเกิดจากงานนี้ ภายในกำหนด 6 เดือนนับถัดจากวันที่ได้รับมอบงานดังกล่าว ซึ่งมีภาระชำรุดบกพร่องหรือเสียหายนั้น ในส่วนโครงสร้างรองรับชุดแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบท่อส่งน้ำร้อนเนื่องจากความบกพร่องของผู้รับจ้างอันเกิดจากการใช้วัสดุที่ไม่ถูกต้อง หรือทำไว้มิเรียบร้อย หรือทำไม่ถูกต้องตามมาตรฐานแห่งหลักวิชา ผู้รับจ้างจะต้องรับทำการแก้ไขให้เป็นที่เรียบร้อย โดยไม่ชักช้าโดยผู้ว่าจ้างไม่ต้องออกเงินใด ๆ ในการนี้ทั้งสิ้นหากผู้รับจ้างบิดพลิ้วไม่กระทำการดังกล่าวภายในกำหนด 45 วัน นับแต่วันที่ได้รับแจ้งเป็นหนังสือจากผู้ว่าจ้าง หรือไม่ทำการแก้ไขให้ถูกต้องเรียบร้อยภายในเวลาที่ผู้ว่าจ้างกำหนด ให้ผู้ว่าจ้างมีสิทธิที่จะทำการนั้นเอง หรือจ้างผู้อื่นให้ทำงานนั้นโดยผู้รับจ้างต้องเป็นผู้ออกค่าใช้จ่ายทั้งหมด

กรณีที่มีการบอกเลิกสัญญาตามข้อ 4 ผู้รับจ้างจะรับผิดชอบความเสียหายเป็นเวลา 6 เดือนนับตั้งแต่วันบอกเลิกสัญญา ในส่วนโครงสร้างรองรับชุดแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบท่อส่งน้ำร้อนเนื่องจากความบกพร่องของผู้รับจ้างอันเกิดจากการใช้วัสดุที่ไม่ถูกต้อง หรือทำไว้มิเรียบร้อย หรือทำไม่ถูกต้องตามมาตรฐานแห่งหลักวิชา ผู้รับจ้างจะต้องรับทำการแก้ไขให้เป็นที่เรียบร้อย โดยไม่ชักช้าโดยผู้ว่าจ้างไม่ต้องออกเงินใด ๆ ในการนี้ทั้งสิ้นหากผู้รับจ้างบิดพลิ้วไม่กระทำการดังกล่าวภายในกำหนด 45 วัน นับแต่วันที่ได้รับแจ้งเป็นหนังสือจากผู้ว่าจ้าง หรือไม่ทำการแก้ไขให้ถูกต้องเรียบร้อยภายในเวลาที่ผู้ว่าจ้างกำหนด ให้ผู้ว่าจ้างมีสิทธิที่จะทำการนั้นเอง หรือจ้างผู้อื่นให้ทำงานนั้นโดยผู้รับจ้างต้องเป็นผู้ออกค่าใช้จ่ายทั้งหมด

6. การควบคุมงานของผู้รับจ้าง

ผู้รับจ้างจะต้องควบคุมงานที่รับจ้างอย่างเอาใจใส่ด้วยประสิทธิภาพและความชำนาญ และในระหว่างทำงานที่รับจ้างจะต้องจัดให้มีผู้แทนเป็นผู้ควบคุมงาน ผู้ควบคุมงานดังกล่าวจะต้องเป็นผู้แทนที่ได้รับมอบอำนาจจากผู้รับจ้าง

ผู้รับจ้างจะต้องรับผิดชอบต่ออุบัติเหตุ ความเสียหายหรือภัยอันตรายใด ๆ อันเกิดจากการปฏิบัติงานของผู้รับจ้าง และจะต้องรับผิดชอบต่อความเสียหายจากการกระทำของลูกจ้างของผู้รับจ้าง

ความเสียหายใด ๆ อันเกิดแก่สถานที่ผู้รับจ้างได้ทำขึ้น แม้จะเกิดขึ้นเพราะเหตุสุดวิสัย นอกจากกรณีอันเกิดจากความผิดของผู้ว่าจ้าง ผู้รับจ้างจะต้องรับผิดชอบโดยซ่อมแซมให้คืนดีหรือเปลี่ยนให้ใหม่โดยค่าใช้จ่ายของผู้รับจ้างเอง ความรับผิดชอบของผู้รับจ้างดังกล่าวในข้อนี้จะสิ้นสุดลงเมื่อผู้ว่าจ้างได้มอบงานครั้งสุดท้าย ซึ่งหลังจากนั้นผู้รับจ้างจะต้องรับผิดชอบในกรณีชำรุดบกพร่องหรือความเสียหายดังกล่าวในข้อ 5 เท่านั้น

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง

(นางจิราพิน ฮายากาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง

(นายสุริยนต์ ชมดี)

7. การตรวจงานจ้าง

การก่อสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นี้ อยู่ภายใต้คำแนะนำของคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ฉะนั้น ผู้รับจ้างจะต้องยินยอมให้เจ้าหน้าที่จากคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” หรือผู้ที่คณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” มอบหมายเข้าไปตรวจในสถานที่ก่อสร้างได้ตลอดเวลา และผู้รับจ้างจะต้องอำนวยความสะดวกและให้ความช่วยเหลือในการนั้นตามสมควร

8. แบบรูปและรายการละเอียดคลาดเคลื่อน

ผู้รับจ้างจะต้องรับรองว่า ได้ตรวจสอบและทำความเข้าใจในแบบรูปรายละเอียดโดยถี่ถ้วนแล้วหากปรากฏว่ารูปแบบและรายการละเอียดนั้นผิดพลาดหรือคลาดเคลื่อนไปจากหลักการทางวิศวกรรมหรือทางเทคนิค ผู้รับจ้างตกลงที่จะปฏิบัติตามคำวินิจฉัยของเจ้าหน้าที่จากคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” มหาวิทยาลัยเชียงใหม่เพื่อให้งานแล้วเสร็จสมบูรณ์ โดยค่าใช้จ่ายใด ๆ เพิ่มขึ้นจากผู้ว่าจ้างไม่ได้

9. การควบคุมงานโดยผู้ว่าจ้าง

ผู้ว่าจ้างตกลงว่าจะยินยอมให้เจ้าหน้าที่ จากคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ หรือผู้ที่ได้รับมอบหมาย มีอำนาจหน้าที่ตรวจสอบและควบคุมเพื่อให้เป็นไปตามเอกสารสัญญาและมีอำนาจที่จะสั่งให้แก้ไขเปลี่ยนแปลงเพิ่มเติม หรือตัดทอนซึ่งงานตามสัญญา นี้ หากผู้รับจ้างขัดขืนไม่ปฏิบัติตามเจ้าหน้าที่จากคณะผู้เข้าร่วมโครงการ “การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่” มีอำนาจที่จะสั่งให้หยุดกิจกรรมนั้นชั่วคราวได้ ความล่าช้าในกรณีเช่นนี้ผู้รับจ้างจะถือเป็นเหตุขอยกเว้นทำการออกมิได้

10. ค่าปรับ

หากผู้รับจ้างไม่สามารถทำงานให้แล้วเสร็จตามเวลาที่กำหนดไว้ในสัญญา และผู้ว่าจ้างมิได้บอกเลิกสัญญาผู้รับจ้างจะต้องชำระค่าปรับให้ แก่ผู้ว่าจ้างเป็นจำนวนเงินวันละ 1500 บาท (หนึ่งพันห้าร้อยบาทถ้วน) และจะต้องชำระค่าใช้จ่ายในการควบคุมงานในเมื่อผู้ว่าจ้างต้องจ้างผู้ควบคุมงานอีกต่อหนึ่ง เป็นจำนวนเงินวันละ - บาท (-) นับถัดจากวันที่กำหนดแล้วเสร็จตามสัญญา หรือวันที่ผู้ว่าจ้างได้ขยายให้จนถึงวันที่ทำงานแล้วเสร็จจริง นอกจากนี้ผู้รับจ้างยอมให้ผู้ว่าจ้างเรียกค่าเสียหายอันเกิดขึ้นจากการที่ผู้รับจ้างทำงานล่าช้า เฉพาะส่วนที่เกินกว่าจำนวนค่าปรับและค่าใช้จ่ายดังกล่าวได้อีกด้วย

ในระหว่างที่ผู้ว่าจ้างยังมีได้บอกเลิกสัญญา นี้ หากผู้ว่าจ้างเห็นว่าผู้รับจ้างจะไม่สามารถปฏิบัติตามสัญญาต่อไป ผู้ว่าจ้างจะใช้สิทธิบอกเลิกสัญญาและให้สิทธิตามข้อ 13 ก็ได้ และถ้าผู้ว่าจ้างได้แจ้งข้อเรียกร้องไปยังผู้รับจ้างเมื่อครบกำหนดแล้วเสร็จของงาน ขอให้ชำระค่าปรับแล้วผู้ว่าจ้างมีสิทธิที่จะปรับ ผู้รับจ้างจนถึงวันบอกเลิกสัญญา

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง

(นางจิราพิน ฮายาคาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง

(นายสุริยนต์ ชมดี)

11. สิทธิของผู้ว่าจ้างภายหลังการยกเลิกสัญญา

ในกรณีที่ผู้ว่าจ้างบอกเลิกสัญญา ผู้ว่าจ้างอาจทำงานนั้นเองหรือว่าจ้างผู้อื่นให้ทำงานนั้นต่อจนแล้วเสร็จได้ ผู้ว่าจ้างหรือผู้ที่รับจ้างทำงานนั้นต่อมิสิทธิใช้เครื่องใช้ในการก่อสร้างสิ่งที่สร้างขึ้นชั่วคราว สำหรับงานก่อสร้างและวัสดุต่างๆ ซึ่งเห็นว่าต้องสงวนเอาไว้เพื่อการปฏิบัติตามสัญญาที่จะเห็นสมควร

ในกรณีดังกล่าว ผู้ว่าจ้างมีสิทธิรับหลักประกันการปฏิบัติตามสัญญาทั้งหมดหรือบางส่วนตามแต่จะเห็นสมควร นอกจากนั้นผู้รับจ้างจะต้องรับผิดชอบในค่าเสียหายเป็นจำนวนเกินกว่าหลักประกันการปฏิบัติงานและค่าเสียหายต่าง ๆ ที่เกิดขึ้น รวมทั้งค่าใช้จ่ายที่เพิ่มในการทำงานนั้นต่อให้แล้วเสร็จตามสัญญาและค่าใช้จ่ายในการควบคุมงานเพิ่ม (ถ้ามี) ซึ่งผู้ว่าจ้างจะหักเอาจากเงินประกันผลงาน (ถ้ามี) หรือจำนวนเงินใด ๆ ที่จะจ่ายให้แก่ผู้รับจ้างก็ได้

12. การกำหนดค่าเสียหาย

ค่าปรับหรือค่าเสียหายซึ่งเกิดขึ้นจากผู้รับจ้างตามสัญญาที่ผู้ว่าจ้างมีสิทธิที่จะหักเอาจากจำนวนเงินค่าจ้างที่ค้างจ่ายหรือจากเงินประกันผลงาน (ถ้ามี) ของผู้รับจ้างหรือบังคับจากหลักประกันการปฏิบัติตามสัญญาได้

หากมีเงินค่าจ้างตามสัญญาหักไว้จ่ายเป็นค่าปรับ และค่าเสียหายแล้วยังเหลืออยู่อีกเท่าใด ผู้ว่าจ้างจะคืนให้แก่ผู้รับจ้างทั้งหมด

13. การทำบริเวณก่อสร้างให้เรียบร้อย

ผู้รับจ้างจะต้องรักษาบริเวณสถานที่ปฏิบัติตามสัญญา รวมทั้งโรงงาน หรือสิ่งอำนวยความสะดวกในการทำงานของผู้รับจ้าง ตัวแทน หรือของผู้รับจ้างช่วง ให้อยู่ในความเรียบร้อย และเมื่อทำงานเสร็จสิ้นแล้วจะต้องขนย้ายบรรดาเครื่องใช้ในการทำงาน รวมทั้งวัสดุขยะมูลฝอย และสิ่งก่อสร้างชั่วคราวต่าง ๆ (ถ้ามี) เพื่อให้บริเวณทั้งหมดอยู่ในสภาพที่สะอาดและใช้การได้ทันที

14. การขยายผลเวลาการปฏิบัติงานตามสัญญา

ในกรณีที่มีเหตุสุดวิสัยหรือเหตุใด ๆ อันเนื่องมาจากความผิด หรือความบกพร่องของฝ่ายผู้ว่าจ้างหรือเหตุการณ์อันหนึ่งอันใดที่ ผู้รับจ้างไม่ต้องรับผิดชอบตามกฎหมาย ทำให้ผู้รับจ้างสามารถทำงานให้แล้วเสร็จตามเงื่อนไข และกำหนดเวลาแห่งสัญญาได้ ผู้รับจ้างจะต้องแจ้งเหตุหรือเหตุการณ์ดังกล่าวพร้อมหลักฐาน เป็นหนังสือให้ผู้ว่าจ้างทราบ เพื่อขอขยายเวลาการทำงานออกไปภายใน 15 วัน นับตั้งแต่วันที่เหตุอันนั้นสิ้นสุดลง

ถ้าผู้รับจ้างไม่ปฏิบัติให้เป็นไปตามความในวรรคหนึ่ง ให้ถือว่าผู้รับจ้างได้สละสิทธิเรียกร้องในการที่จะขอขยายเวลาการทำงานออกไปโดยไม่มีเงื่อนไขใด ๆ ทั้งสิ้น เว้นแต่กรณีเหตุเกิดจากความผิดหรือบกพร่องของฝ่ายผู้ว่าจ้างซึ่งมีหลักฐานชัดเจนหรือผู้ว่าจ้างทราบโดยชัดแจ้งแล้วตั้งแต่นั้น

การขยายกำหนดเวลาตามวรรคหนึ่ง อยู่ในดุลพินิจของผู้ว่าจ้างที่จะพิจารณาตามที่เห็นสมควร

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง

(นางจิราพร ฮายาคาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง

(นายสุริยนต์ ชมดี)

สัญญาฉบับนี้ทำขึ้น 2 ฉบับ เป็นข้อความถูกต้องตรงกัน คู่สัญญาได้อ่านและเข้าใจความโดยละเอียดตลอดแล้วจึงได้ลงลายมือชื่อ พร้อมทั้งประทับตรา (ถ้ามี) ไว้เป็นที่สำคัญต่อหน้าพยาน และคู่สัญญาต่างยึดถือไว้ฝ่ายละหนึ่งฉบับ

ลงชื่อ.....ผู้ว่าจ้าง
(นางจิราพิน ฮายาคาวา)

ลงชื่อ.....ผู้รับจ้าง
(นายสุริยนต์ ชมดี)

ลงชื่อ.....พยาน
(นายภานุพงศ์ คุโณปการพันธ์)

ลงชื่อ.....พยาน
(นายถนัฐ วรยศ)

ลงชื่อผู้ว่าจ้าง
(นางจิราพิน ฮายาคาวา)

ลงชื่อผู้รับจ้าง
(นายสุริยนต์ ชมดี)

ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่

ตาราง ซ.1 ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทั้งกลับน้ำใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 12 ลิตรต่อวินาที

วันที่ 1 กรกฎาคม 2544

อัตราการไหลของน้ำป้อน 0.14 m/s

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณห้อง (C)	อุณหภูมิที่ชั้น		อุณหภูมิหน้าปัดออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
1	17.20	31.5	35.1	124.2	86.8	54.6	94.1	91.5	80.1	92.3	85.2	90.4	98.9
2	17.25	31.5	35.6	115.8	83.9	51.7	92.4	93.2	81.2	94.2	81.5	92.0	96.8
3	17.30	31.2	35.4	128.3	87.8	55.5	95.2	93.4	81.3	92.6	84.5	95.0	99.0
4	17.35	31.2	35.8	132.8	90.2	65.3	95.4	92.6	80.9	93.2	84.3	96.1	94.5
5	17.40	31.4	36.1	130.4	89.2	60.5	96.3	93.5	81.4	93.2	84.2	95.1	95.9
6	17.45	31.2	36.4	131.5	89.4	60.9	96.5	92.9	80.3	91.5	85.4	97.7	96.6
7	17.50	31.5	36.4	128.5	88.6	58.2	95.5	94.1	81.1	93.2	85.6	96.9	96.5
8	17.55	31.2	36.7	131.8	89.8	58.8	93.5	93.5	82.1	93.8	85.7	91.9	93.5
9	18.00	31.3	35.8	123.4	87.0	55.0	93.9	93.6	81.3	92.4	84.3	91.6	96.2
10	18.05	31.4	35.4	132.7	89.9	60.5	94.2	93.2	81.9	93.4	85.7	93.5	94.7
11	18.10	31.0	35.6	127.2	88.9	60.3	95.2	94.1	82.0	92.9	85.3	96.5	95.4
12	18.15	31.2	36.2	130.2	88.5	58.8	95.2	92.8	82.3	93.7	83.4	94.1	93.9
13	18.20	31.1	35.4	137.4	90.1	64.4	94.6	92.6	81.2	91.0	86.4	95.4	94.2
14	18.25	31.2	36.2	131.8	90.7	65.1	96.5	91.5	80.3	93.4	85.3	94.2	92.7
15	18.30	31.0	35.9	136.9	91.7	66.6	92.4	93.2	82.1	92.3	83.4	94.2	93.2

ตาราง ข.1 (ต่อ)

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิหน้าเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณ ห้องยาง (C)	อุณหภูมิที่ช้อน		อุณหภูมิหน้าป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
16	18.35	31.0	36.4	134.8	91.4	66.1	94.8	93.5	83.0	93.1	85.0	93.7	92.3
17	18.40	31.0	36.1	133.0	90.4	63.7	95.7	93.8	82.1	92.9	86.1	95.3	92.3
18	18.45	30.9	35.7	129.8	89.2	61.3	94.8	91.6	81.9	93.4	85.3	95.4	92.5
19	18.50	31.0	36.7	134.7	90.4	65.9	96.5	91.7	81.7	92.6	84.9	95.4	92.7
20	18.55	30.1	36.5	136.3	91.9	68.4	94.6	91.8	80.9	91.5	84.6	97.5	92.9
21	19.00	30.0	35.6	136.9	91.9	69.0	97.4	93.4	81.2	90.9	87.4	95.6	94.7
22	19.05	30.9	35.7	133.3	91.5	66.8	97.1	94.2	82.3	90.8	86.4	98.2	94.4
23	19.10	31.1	36.4	130.2	90.5	67.8	96.2	91.3	82.0	91.3	85.1	97.3	93.0
24	19.15	31.2	36.5	139.9	91.3	76.1	97.8	93.4	83.1	92.5	85.2	98.6	92.1
25	19.20	31.1	36.2	140.6	92.2	71.1	95.7	91.6	82.6	92.6	84.7	99.7	91.4
ค่าเฉลี่ย		31.2	36.0	131.7	89.7	62.9	95.3	92.9	81.6	92.6	85.0	95.3	94.4

ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิของหน้าป้อนที่ออกจากระบบ

87.49

C

ตาราง ข.2 ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 15 ลิตรต่อนาที

วันที่ 1 กรกฎาคม 2544

อัตราการไหลของก๊าซร้อน

0.14 m/s

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณห้องย้ง (C)	อุณหภูมิก๊าซร้อน		อุณหภูมิหน้าป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
1	15:00	31.5	35.3	137.6	87.3	78.6	91.8	86.5	90.4	92.2	82.1	85.9	88.9
2	15:05	31.5	35.4	136.8	86.9	74.8	92.3	86.4	90.3	93.4	82.6	87.6	89.7
3	15:10	31.2	35.8	134.8	86.7	76.6	92.4	84.2	90.0	93.8	81.4	86.9	90.2
4	15:15	31.2	35.9	138.5	86.6	77.8	93.4	85.3	89.8	93.2	83.6	87.4	87.9
5	15:20	31.4	35.4	136.5	86.0	77.6	92.5	86.4	89.5	91.9	83.4	86.9	88.6
6	15:25	31.2	35.8	133.9	87.1	77.9	93.1	87.2	91.9	94.1	82.6	84.7	89.3
7	15:30	31.5	36.1	136.4	86.7	75.3	91.5	85.4	90.0	92.8	81.9	85.6	90.6
8	15:35	31.2	36.4	133.6	87.1	76.3	92.1	84.3	89.3	93.3	82.7	83.9	88.6
9	15:40	31.3	36.4	135.6	88.8	77.7	91.9	89.6	95.3	91.9	83.5	84.7	89.6
10	15:45	31.4	36.5	134.5	88.6	76.8	90.4	87.2	91.9	92.1	82.9	84.9	88.7
11	15:50	31.5	36.2	136.8	88.1	76.7	89.5	85.4	89.8	92.1	81.9	86.7	89.6
12	15:55	31.2	36.1	134.8	87.4	74.5	83.2	87.3	92.8	94.2	82.7	86.9	86.8
13	16:00	31.4	35.9	135.9	86.4	76.7	84.2	84.5	89.0	92.6	83.6	85.7	88.6
14	16:05	31.6	36.2	138.9	88.9	72.8	89.6	83.9	89.7	86.9	82.5	86.3	90.2
15	16:10	31.5	36.1	137.5	87.8	75.9	82.9	84.2	90.7	94.2	84.1	87.4	87.6

ตาราง ซ.3 ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 18 ลิตรต่อวินาที
วันที่ 2 กรกฎาคม 2544

อัตราการไหลของก๊าซร้อน

0.14 m/s

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณ ห้องยาง (C)	อุณหภูมิก๊าซร้อน		อุณหภูมิที่ป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
1	11:40	30.2	34.8	124.3	76.5	74.9	81.5	85.4	87.5	87.3	83.4	87.7	89.8
2	11:45	30.3	35.1	129.1	77.6	75.8	82.3	84.6	88.2	87.9	83.2	89.6	91.4
3	11:50	30.2	35.5	133.6	76.8	74.8	81.4	85.6	87.5	87.7	82.7	87.1	89.9
4	11:55	30.4	35.4	136.0	76.9	74.9	81.0	83.6	85.4	88.2	84.5	84.9	86.9
5	12:00	30.2	36.1	137.9	75.6	75.6	80.9	85.4	86.3	87.2	84.2	84.9	88.5
6	12:05	30.3	36.2	137.0	76.4	76.5	81.6	84.6	85.4	88.2	85.7	85.2	87.6
7	12:10	30.3	36.5	129.7	74.9	75.8	80.9	85.6	87.3	87.0	83.5	84.8	86.3
8	12:15	30.3	36.7	138.7	75.6	74.9	82.4	83.7	86.2	87.7	84.4	85.5	86.8
9	12:20	30.3	36.9	137.3	74.7	74.2	82.3	83.2	87.9	87.2	83.7	85.8	87.5
10	12:25	30.3	37.1	135.0	75.3	75.8	79.2	83.6	87.1	87.3	84.7	86.3	88.2
11	12:30	30.4	37.1	131.4	75.5	74.2	79.8	84.7	87.5	87.5	84.9	84.9	88.4
12	12:35	30.4	37.2	132.9	75.6	75.9	80.4	84.6	86.2	89.0	84.7	86.4	87.4
13	12:40	30.4	37.5	133.9	74.3	74.2	80.6	85.7	86.7	87.7	84.3	86.0	89.1
14	12:45	30.4	37.6	130.5	75.7	76.4	81.4	84.3	85.3	88.3	85.7	85.5	87.3

ตาราง ๔.4 ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 21 ลิตรต่อวินาที
วันที่ 2 กรกฎาคม 2544

อัตราการไหลของน้ำป้อน 0.14 m/s

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณห้องยาง (C)	อุณหภูมิที่หัว		อุณหภูมิที่ป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
1	17.20	30.8	37.5	135.6	74.3	82.1	95.8	73.2	89.6	86.2	73.4	75.6	72.3
2	17.25	31.0	37.8	134.3	73.9	82.2	96.5	74.6	93.9	85.1	71.3	73.2	71.2
3	17.30	30.9	38.1	132.6	73.6	81.7	95.7	76.4	93.3	84.9	72.3	74.3	74.3
4	17.35	31.1	38.2	133.9	77.5	84.8	96.5	71.0	92.8	84.2	69.5	74.6	73.9
5	17.40	30.9	37.4	134.9	78.6	84.8	97.1	71.4	92.5	85.2	71.5	73.6	74.1
6	17.45	30.7	38.1	142.6	79.8	85.2	95.7	70.7	90.7	81.9	72.3	74.2	72.3
7	17.50	31.1	38.4	144.4	79.4	84.7	96.8	70.0	90.7	82.7	73.5	72.1	71.6
8	17.55	30.8	38.5	139.5	78.8	85.5	97.6	65.6	91.4	85.4	71.4	73.6	71.7
9	18.00	30.7	38.6	131.9	78.1	84.1	95.8	69.5	92.1	85.2	73.6	75.3	72.4
10	18.05	30.9	38.9	139.3	79.3	84.4	94.2	70.0	89.8	83.5	73.5	74.3	73.6
11	18.10	30.9	37.9	133.4	78.7	85.0	97.6	71.9	90.9	87.5	72.6	76.1	72.4
12	18.15	31.2	38.4	138.0	79.2	84.7	95.9	70.5	91.2	85.8	72.9	74.2	73.6
13	18.20	30.9	37.6	133.8	79.6	85.7	96.4	69.7	91.8	87.5	71.8	75.1	71.4
14	18.25	30.8	37.2	133.6	79.8	100.6	97.2	76.0	92.1	98.4	73.6	74.3	72.9
15	18.30	31.1	38.1	140.7	75.3	90.4	97.4	79.9	92.4	90.6	73.9	72.5	74.1

ตาราง ข.4 (ต่อ)

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิหน้าเข้า	อุณหภูมิบริเวณ	อุณหภูมิที่เครื่อง		อุณหภูมิหน้าป้อนออกจากระบบ (C)							
		(C)	ห้องย่าง (C)	ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
16	18.35	30.3	38.3	138.8	77.6	81.9	95.3	82.2	85.7	84.6	72.8	73.1	72.3
17	18.40	31.1	38.5	136.9	76.4	82.5	96.2	84.4	85.2	84.5	71.2	72.1	74.0
18	18.45	31.2	38.6	138.9	76.5	82.4	96.4	74.5	86.5	84.7	69.2	72.5	71.2
19	18.50	31.0	38.4	138.7	76.8	91.5	95.7	79.2	92.1	92.4	73.4	73.1	72.1
20	18.55	31.0	38.2	138.6	75.3	82.7	95.8	71.9	85.9	82.7	74.1	71.6	72.5
21	19.00	30.9	38.6	139.7	76.6	82.1	95.6	78.6	86.1	83.7	72.3	72.3	73.1
22	19.05	31.1	38.4	144.8	76.9	82.4	96.2	75.9	86.7	84.4	73.8	72.9	73.4
23	19.10	31.2	37.9	139.8	77.3	82.7	96.4	69.0	86.5	84.5	74.2	73.1	73.5
24	19.15	30.9	37.8	140.2	76.9	81.2	97.2	69.2	86.4	85.7	73.2	74.2	74.2
25	19.20	31.0	37.9	139.6	75.8	81.6	94.2	75.1	84.9	82.7	73.9	74.6	73.6
ค่าเฉลี่ย		30.9	38.1	137.8	77.3	84.7	96.2	73.6	89.6	85.8	72.6	73.7	72.9

ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิของน้ำป้อนที่ออกจากระบบ

81.1

C

ตาราง ข.5 ข้อมูลการทดสอบระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ ที่อัตราการไหลของน้ำป้อน 24 ลิตรต่อวินาที
วันที่ 2 กรกฎาคม 2544

อัตราการไหลของก๊าซร้อน 0.14 m/s

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณ ห้องย้ง (C)	อุณหภูมิก๊าซร้อน		อุณหภูมิน้ำป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
1	17.20	30.1	35.1	137.8	75.2	70.4	86.6	74.9	75.7	72.9	74.2	72.1	76.3
2	17.25	30	35.6	134.4	70.2	72.2	86.8	77	77.5	72.3	76.2	78.4	73.6
3	17.30	30.2	35.4	139.8	73.1	70	86.1	75.9	75.9	72.4	77.3	79.5	74.6
4	17.35	30.1	35.8	135.4	72.4	79.7	86.9	78.1	77.7	71.4	76.4	75.8	76.2
5	17.40	30.2	36.1	133.3	73.6	80	86.8	77.7	78.1	72.9	78.1	78.1	74.6
6	17.45	30.2	36.4	135.3	78.5	77	85.5	78.1	77.5	70.1	76.3	74.5	76.4
7	17.50	30.1	36.4	135.4	72.2	78.3	86.6	78.2	80.3	71.7	77.4	76.4	75.9
8	17.55	30.2	36.7	133.5	73.2	79.7	85.9	78.1	80.9	71.7	76.3	79.3	76.8
9	18.00	30.3	35.8	138.6	70.1	76.9	85.7	77.6	79.4	71.4	79.5	73.6	74.2
10	18.05	30.3	35.4	134.2	70.3	68.4	86.4	75.7	79	72.4	75.2	79.5	73.6
11	18.10	30.2	35.6	135.5	71.2	67.7	85.7	76.1	79.4	72.6	73.6	80.1	72.6
12	18.15	30.4	36.2	132.4	75.4	75.1	86.2	78.5	78.7	69.3	77.7	75.4	75.4
13	18.20	30.4	35.4	133.4	70.2	69.5	85.8	78.4	75.3	69.6	78.4	79.5	74.5
14	18.25	30.2	36.2	136.6	72.3	68.4	86.6	75.7	74	70.4	78.6	78.4	74.3
15	18.30	30.3	35.9	133.7	74.4	66.4	85.9	75.1	73.9	71.1	78.6	77.9	76.4

ตาราง ข.5 (ต่อ)

ลำดับที่	เวลา	อุณหภูมิน้ำเข้า (C)	อุณหภูมิบริเวณ ห้องยาง (C)	อุณหภูมิที่חרון		อุณหภูมิหน้าป้อนออกจากระบบ (C)							
				ด้านเข้า (C)	ด้านออก (C)	ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7	ชุดที่ 8
16	18.35	30.4	36.4	135.7	75.4	75	86.4	72.6	79.3	71.4	79.8	79.8	75.1
17	18.40	30.6	36.1	134.6	73.2	72.4	86.9	72.3	77.5	71.4	79.9	76.3	73.1
18	18.45	30.5	35.7	135.4	72.3	73.4	86.7	71.6	78.1	73.6	80.1	82.4	73.5
19	18.50	30.4	36.7	136.5	74.2	74.9	85.9	71.3	77.3	70.4	80.2	75.6	72.3
20	18.55	30.3	36.5	134.8	78.4	74.9	86.9	70.4	78.5	71.7	78.4	79.8	76.9
21	19.00	30.2	35.6	140.2	71.2	74.8	85.7	71.4	77.3	72.1	77.1	80.3	80.1
22	19.05	30.4	35.7	135.9	73.5	77.9	84.3	69.6	77.7	71.4	75.9	79.6	73.6
23	19.10	30.3	36.4	135.8	74.2	77.2	86.4	69.5	77.8	72.4	76.9	79.8	75.6
24	19.15	30.3	36.5	134.5	71.9	78.1	84.9	70.8	77.4	72.8	77.0	80.3	76.5
25	19.20	30.2	36.2	132.7	74.5	79.1	86.1	68.3	76.5	72	79.1	75.8	76.8
ค่าเฉลี่ย		30.3	36.0	135.4	73.2	74.3	86.1	74.5	77.6	71.7	77.5	77.9	75.2

ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิของน้ำป้อนต่อออกจากระบบ

76.9 C

ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA)

ภาคผนวก ฉ ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณขอแสดงตัวอย่างการคำนวณที่อัตราการไหลของน้ำป้อนที่ 21 lit/min
ข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณ

ค่าที่ได้จากการตรวจวัด

น้ำป้อน

อุณหภูมิของน้ำป้อนทางเข้า ($T_{w,in}$)	=	30.9 °C
อุณหภูมิของน้ำป้อนทางออก ($T_{w,out}$)	=	81.1 °C
อัตราการไหลของน้ำป้อน ($\dot{m}_w$)	=	21 lit/min
	=	0.35 kg/s
ค่าความจุความร้อนของน้ำป้อน ($C_{p,w}$)	=	4.18 kJ/kg K

ก๊าซร้อน

อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้า ($T_{g,in}$)	=	137.8 °C
อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางออก ($T_{g,out}$)	=	77.4 °C
ความเร็วของก๊าซร้อน (V_g)	=	0.14 m/s
ค่าความจุความร้อนก๊าซร้อน ($C_{p,g}$)	=	1.0151 kJ/kg K
ความหนาแน่นของก๊าซร้อน (ρ_g)	=	0.8608 kg/m ³
พื้นที่รับความร้อนของคอนเดนเซอร์รถยนต์	=	10.32 m ²

1. หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำป้อนที่ได้รับจากก๊าซร้อน จาก

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{water}} &= \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \\
 &= 0.35 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg K} \times (81.1 - 30.9) ^\circ\text{C} \\
 &= 73.44 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

2. หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ก๊าซร้อนถ่ายเทให้น้ำป้อน จาก

$$Q_{\text{gas}} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,in} - T_{g,out})$$

โดยที่ อัตราการไหลเชิงมวลคำนวณจาก

$$\text{โดย } \dot{m} = \rho A v = 0.8608 \text{ kg/m}^3 \times 10.32 \text{ m}^2 \times 0.14 \text{ m/s} = 1.24 \text{ kg/s}$$

$$\text{ดังนั้น } Q_{\text{gas}} = 1.24 \text{ kg/s} \times 1.0151 \text{ kJ/kg K} \times (137.8 - 77.4) ^\circ\text{C}$$

$$= 76.03 \text{ kW}$$

เปรียบเทียบความแตกต่างอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำป้อนและก๊าซร้อน

พบว่า มีค่าความแตกต่าง 3.53% อาจเนื่องจากการผิดพลาดจากเครื่องมือวัดหรือจากการอ่านค่าจากเครื่องมือวัด แต่ทั้งนี้ เป็นค่าที่ยอมรับได้โดยที่มีค่าความแตกต่างไม่เกิน 10%

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยได้เท่ากับ

$$= 73.44 + 76.03 = 74.74 \text{ kW}$$

3. คำนวณหา UA ของระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ฯ จาก อัตราการถ่ายเทความร้อนจัดให้อยู่ในรูปของค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเชิงล็อกมีน

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

$$\text{โดยที่ } \Delta T_{lm} = \frac{[(T_{g,in} - T_{w,out}) - (T_{g,out} - T_{w,in})]}{\ln \frac{(T_{g,in} - T_{w,out})}{(T_{g,out} - T_{w,in})}} = \frac{[(137.8 - 81.1) - (77.3 - 30.9)]}{\ln \frac{(137.8 - 81.1)}{(77.3 - 30.9)}}$$

$$\Delta T_{lm} = 51.36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

ดังนั้น

$$UA = Q/\Delta T_{lm} = 74.74/51.36 = 1.455 \text{ kW/K}$$

4. คำนวณ ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ของระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ฯ คำนวณจาก

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{UA\Delta T_{lm}}{(\dot{m}C_p)_{min} \Delta T_{max}}$$

เปรียบเทียบค่า $\dot{m}C_p$ ของแต่ละกระแส

$$\text{น้ำป้อน } 0.35 \text{ kg/s} \times 4.18 \text{ kJ/kg K} = 1.463 \text{ kW/K}$$

$$\text{ก๊าซร้อน } 1.24 \text{ kg/s} \times 1.0151 \text{ kJ/kg K} = 1.259 \text{ kW/K}$$

จากการเปรียบเทียบ $\dot{m}C_p$ ที่มีค่าน้อยที่สุดพบว่า กระแสก๊าซร้อนมีค่าน้อยที่สุด คือ 1.259 kW/K ดังนั้น

$$Q_{max} = 1.259 \text{ kW/K} \times (137.8 - 30.9) \text{ }^{\circ}\text{C} = 134.59 \text{ kW}$$

จะพบว่า ประสิทธิภาพของระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ เท่ากับ

$$\varepsilon = 74.74/134.59 = 0.55$$

... การคำนวณหาค่า UA ทางหลักทางทฤษฎี

โดยการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o) แบบบังคับและแบบธรรมชาติ

มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ค่าที่ได้จากการตรวจวัด

น้ำป้อน

$$\text{อุณหภูมิของน้ำป้อนทางเข้า } (T_{w,in}) = 30.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{อุณหภูมิของน้ำป้อนทางออก } (T_{w,out}) = 81.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{อัตราการไหลของน้ำป้อน } (\dot{m}_w) = 21 \text{ lit/min}$$

$$= 0.35 \text{ kg/s}$$

$$\text{ค่าความจุความร้อนของน้ำป้อน } (C_{p,w}) = 4.18 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{คุณสมบัติของน้ำป้อนที่อุณหภูมิเฉลี่ย } (81.1 + 30.9) = 56^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_w = 984.83 \text{ kg/m}^3$$

$$V_w = 493.40 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 3.18$$

$$k = 649 \times 10^{-6} \text{ kW/m K}$$

ก๊าซร้อน

$$\text{อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้า } (T_{g,in}) = 137.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางออก } (T_{g,out}) = 77.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ความเร็วของก๊าซร้อน } (V_g) = 0.14 \text{ m/s}$$

$$\text{ค่าความจุความร้อนก๊าซร้อน } (C_{p,g}) = 1.0151 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{ความหนาแน่นของก๊าซร้อน } (\rho_g) = 0.8608 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{พื้นที่รับความร้อนของคอนเดนเซอร์รถยนต์} = 10.32 \text{ m}^2$$

$$\text{คุณสมบัติของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิเฉลี่ย } (137.8 + 77.4) = 107.3^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_g = 0.9201 \text{ kg/m}^3$$

$$V_g = 2.38 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.691$$

$$k = 3.227 \times 10^{-5} \text{ kW/m K}$$

ตาราง ณ.1 ข้อมูลของคอนเดนเซอร์รถยนต์

รายละเอียด	ขนาด (mm)
คอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศในรถยนต์	ยี่ห้อ Formula
ความกว้าง	356
ความยาว	584
ความหนา	19
น้ำหนักรวม	2 kg /แผง
ท่อทางเข้า	12.7
ท่อทางออก	9.53
ความยาวของครีบกะรัด (L_p)	12.5
ระยะห่างระหว่างครีบกะรัด (L_p)	1.5
ระยะลึกของกระดะรัด (F_p)	2.0
ระยะห่างระหว่างท่อ (T_p)	20.75
ความกว้างของท่อ (T_w)	4.75
ระยะของครีบกะรัด (F_p)	2
ความหนาของครีบกะรัด (F_{p1})	0.12
ความลึกของท่อ (T_{p1})	19.0
ความหนาของท่อ (T_{w1})	0.8
มุมของกระดะรัด (θ)	23.58°
จำนวนของครีบกะรัด (N_p)	6
ระยะพื้นที่เรียบระหว่างครีบกะรัด (S_2)	2.5
ระยะพื้นที่เรียบบริเวณด้านข้างของครีบกะรัด (S_1)	2.65

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทางทฤษฎี สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_{th}}{k_w A_w}$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o) แบบบังคับ จากสมการของ Shanoun and Webb (1992) คำนวณจาก

$$\eta h_o A_o = \eta_{f,i} h_i A_i + \eta_{f,s1} h_{s1} A_{s1} + \eta_{f,s2} h_{s2} A_{s2} + h_e A_e$$

ในแต่ละส่วนสามารถหาได้ดังนี้

1. ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่ส่วนที่เป็นแกริต (Interior Louver, h_i) สามารถคำนวณได้จาก

$$h_i = \frac{0.664 k u_i \text{Pr}^{1/3}}{V \text{Re}_{Lp}^{0.5}}$$

$$\text{Re}_{Lp} = \frac{u_i L_p}{V}$$

จากการตรวจวัด ความเร็วก๊าซร้อน (u_g) 0.14 m/s

$$u_i = u_{acc} * F_e = u_c \left(F_e \frac{F_p - F_{th}}{F_p \cos(\theta) - F_{th}} \right)$$

$$u_{acc} = u_c \frac{D_1}{D_2} = u_c \frac{F_p - F_{th}}{F_p \cos \theta - F_{th}}$$

$$u_c = \frac{u_{ir}}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{(T_p - T_w)(F_p - F_{th})}{(T_p F_{th})}$$

แทนค่าหา σ จากสมการที่ 2.17 แล้วนำตอบไปแทนค่าในสมการที่ 2.16 เพื่อหา u_c แล้วนำค่า u_c ไปแทนค่าในสมการ 2.15 เพื่อหาค่า u_i แล้วไปหาค่า Reynolds number เพื่อที่จะไปหาค่า h_i ในสมการที่ 2.12 รายละเอียดดังต่อไปนี้

$$\sigma = \frac{(0.02075 - 0.00475)(0.002 - 0.00012)}{(0.02075 \times 0.00012)} = 12.080$$

$$u_c = \frac{0.14}{12.080} = 0.01159 \text{ m/s}$$

$$u_{acc} = 0.01159 \times \left(\frac{0.002 - 0.00012}{0.002 \cos(23.58^\circ) - 0.00012} \right) = 0.0127 \text{ m/s}$$

คำนวณหาประสิทธิภาพการไหล (F_e)

โดยที่ คำนวณหา F_e^* , Re_L^* , Re_L หาได้จาก

$$F_e^* = 0.95 \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.23} = 0.95 \left(\frac{0.0015}{0.002} \right)^{0.23} = 0.889$$

$$Re_L^* = 828 \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.34} = 828 \left(\frac{2(23.58^\circ)}{\pi} \right)^{-0.34} = 329.59$$

$$Re = \frac{u_c L_p}{\nu} = \frac{0.01159 \times 0.0015}{2.38 \times 10^{-5}} = 0.730$$

แทนค่าต่าง ๆ เพื่อคำนวณหา F_e

$$F_e = F_e^* - 37.17 \times 10^{-6} (Re_L^* - Re_L)^{1.1} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{-1.35} \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.610}$$

$$F_e = 0.889 - 37.17 \times 10^{-6} (329.59 - 0.730)^{1.1} \left(\frac{0.0015}{0.002} \right)^{-1.35} \left(\frac{2(23.58^\circ)}{\pi} \right)^{-0.610}$$

$$F_e = 0.883$$

$$u_1 = u_{acc} * F_e = 0.0127 \text{ m/s} \times 0.883 = 0.01121 \text{ m/s}$$

$$Re_{LP} = \frac{0.01121 \text{ m/s} \times 0.0015 \text{ m}}{2.38 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 0.7065$$

ดังนั้น
$$h_1 = \frac{0.664 k u_1 Pr^{1/3}}{\nu Re_{LP}^{0.5}}$$

$$h_i = \frac{0.664 \times 3.227 \times 10^{-5} \text{ kW/mK} \times 0.01121 \text{ m/s} \times 0.6991^{1/3}}{2.38 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 0.7065^{0.5}}$$

$$= 11.346 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่เรียบบริเวณบนและล่าง (h_{s1}) สามารถคำนวณได้จาก

$$h_{s1} = \frac{0.664 k u_i \text{Pr}^{1/3}}{V \text{Re}_{s1}^{0.5}}$$

โดยที่

$$\text{Re}_{s1} = \frac{u_c S_1}{V} = \frac{0.01159 \times 0.00265}{2.38 \times 10^{-5}} = 1.29$$

$$h_{s1} = \frac{0.664 \times 3.227 \times 10^{-5} \text{ kW/mK} \times 0.0127 \text{ m/s} \times 0.6991^{1/3}}{2.38 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 1.29^{0.5}}$$

$$= 8.935 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่เรียบบริเวณตรงกลาง (h_{s2}) สามารถคำนวณได้จาก

$$h_{s1} = \frac{0.664 k u_i \text{Pr}^{1/3}}{V \text{Re}_{s1}^{0.5}}$$

โดยที่

$$\text{Re}_{s2} = \frac{u_c S_2}{V} = \frac{0.01159 \times 0.00265}{2.38 \times 10^{-5}} = 1.29$$

$$h_{s2} = \frac{0.664 \times 3.227 \times 10^{-5} \text{ kW/mK} \times 0.0127 \text{ m/s} \times 0.6991^{1/3}}{2.38 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \times 1.29^{0.5}}$$

$$= 8.933 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่บริเวณปลายสุด (h_e) สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{h_e D_{nc}}{k} = 7.541(1 - 2.610A_r + 4.970A_r^2 - 5.119A_r^3 + 2.702A_r^4 - 0.548A_r^5)$$

โดยที่

$$A_r = \frac{T_p - T_w - L_1}{F_p - F_{th}} \quad \text{ถ้ามากกว่า 1 แล้ว } A_r = 1/A_1$$

$$D_{he} = \frac{4A_{ce}}{P_c} = \frac{4(T_p - T_w - L_1)(F_p - F_{th})}{2(T_p - T_w - L_1 + F_p - F_{th})}$$

แทนค่า

$$A_r = \frac{0.02075 - 0.00475 - 0.0125}{0.002 - 0.00012} = 1.862$$

ค่าที่ได้จากการคำนวณ A_r มากกว่า 1 ดังนั้น

$$A_1 = 1/1.862 = 0.537$$

คำนวณหา D_{he}

$$D_{he} = \frac{4(0.02075 - 0.00475 - 0.0125)(0.002 - 0.00012)}{2(0.02075 - 0.00475 - 0.0125 + 0.002 - 0.00012)}$$

$$D_{he} = 2.45 \times 10^{-3} \text{ m}$$

แทนค่า A_1 และค่า D_{he} ในสมการ 2.21 เพื่อหาค่า h_e

$$\frac{h_e (2.45 \times 10^{-3})}{k} = 7.541(1 - 2.610(0.537) + 4.970(0.537)^2 - 5.119(0.537)^3 + 2.702(0.537)^4 - 0.548(0.537)^5)$$

$$h_e = 43.62 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

คำนวณประสิทธิภาพของครีปในส่วนของพื้นที่ส่วนที่เป็นเกร็ด ($\eta_{f,1}$)

$$\eta_{f,1} = \frac{k_{fin} F_{th} \left[\frac{1}{m_e} \frac{1}{\tanh(m_e a)} - \frac{1}{m_e \cosh(m_e a) \sinh(m_e a)} + \frac{m_s}{m_e^2} \sinh^2(m_e a) \tanh(m_s (H/2 - a)) \right]}{2(ah_e + (H/2 - a)h_s)}$$

โดยที่

$$a = \frac{T_p - T_w - L_1}{2} = \frac{0.02075 - 0.00475 - 0.0125}{2} = 1.75 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$m_e = \sqrt{\frac{2h_e}{k_r F_{th}}} = \sqrt{\frac{2(43.62)}{177(0.00012)}} = 64.09 \text{ m}^{-1}$$

$$m_l = \sqrt{\frac{2h_l}{k_r F_{th}}} = \sqrt{\frac{2(11.346)}{177(0.00012)}} = 32.69 \text{ m}^{-1}$$

$$m_{s1} = \sqrt{\frac{2h_{s1}}{k_r F_{th}}} = \sqrt{\frac{2(8.935)}{177(0.00012)}} = 29.00 \text{ m}^{-1}$$

$$m_{s2} = \sqrt{\frac{2h_{s2}}{k_r F_{th}}} = \sqrt{\frac{2(8.933)}{177(0.00012)}} = 29.00 \text{ m}^{-1}$$

แทนค่าต่าง ๆ ในสมการที่ 2.24 จะได้

$$\eta_{f,l} = 0.981$$

$$\eta_{f,s1} = 0.986$$

$$\eta_{f,s2} = 0.985$$

พื้นที่ของการแลกเปลี่ยนความร้อนในจากสมการที่ (2.7) แบ่งออกเป็น 4 ส่วนแสดงดังรูป 2.7 และสามารถคำนวณหาพื้นที่ได้ตามสมการ

ก. พื้นที่ส่วนที่เป็นแกริด (The Louvered area, A_l)

$$\begin{aligned} A_l &= 2L_l L_p (N_l + 1) \\ &= 2 \times 0.0125 \times 0.0015 \times (6 + 1) \\ &= 2.625 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ข. พื้นที่เรียบบริเวณบนและล่าง (The plain leading and trailing area, A_{s1})

$$\begin{aligned} A_{s1} &= 4L_l S_l \\ &= 4 \times 0.0125 \times 0.00265 \\ &= 1.325 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ค. พื้นที่เรียบบริเวณตรงกลาง (The plain middle area, A_{s2})

$$\begin{aligned} A_{s2} &= 2L_l S_2 \\ &= 2 \times 0.0125 \times 0.0025 \end{aligned}$$

$$= 6.25 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

ง. พื้นที่บริเวณปลายสุด (The end region area, A_e)

$$\begin{aligned} A_e &= 2F_d \left[(T_p - T_w - L_1) + (F_p - F_{th}) \right] \\ &= 2 \times 0.019 [(0.02075 - 0.00475 - 0.0125) + (0.002 - 0.00012)] \\ &= 2.04 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่จำนวนเกร็ดครีปของคอนเดนเซอร์รถยนต์ 1 แผง มีจำนวนเกร็ดครีป 4500 แผง

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก คำนวณจาก

$$\eta h_o A_o = \eta_{f,1} h_{f,1} A_{f,1} + \eta_{f,s1} h_{s1} A_{s1} + \eta_{f,s2} A_{s2} + h_c A_e$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} \eta h_o A_o, \text{Forced} &= 0.981 \times 11.346 \times 2.625 \times 10^{-4} + 0.986 \times 8.935 \times 1.325 \times 10^{-5} + \\ &\quad 0.985 \times 8.933 \times 6.25 \times 10^{-5} + 43.62 \times 2.04 \times 10^{-4} \\ &= 0.01249 \text{ W/K ต่อ 1 เกร็ดครีป} \\ &= 56.205 \text{ W/K ต่อ 4500 เกร็ดครีป หรือ 1 คอนเดนเซอร์รถยนต์} \\ &= 337.23 \text{ W/K ต่อ 6 คอนเดนเซอร์รถยนต์} \end{aligned}$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o) แบบธรรมชาติ จากสมการของ Elenbass (1942) คำนวณจาก

$$Nu_S = \frac{1}{24} Ra_S \left(\frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{35}{Ra_S (S/L)} \right] \right\}^{3/4}$$

$$Ra_S = \frac{g \beta (T_S - T_\infty) S^3}{\alpha \nu}$$

$$Nu_S = \frac{h_o S}{k}$$

แทนค่าเพื่อหา Ra_S

โดยที่

$$S = 0.002 \text{ m}$$

$$L = 0.019 \text{ m ความยาวของแผ่นเรียบ, m}$$

$$\begin{aligned}
 g &= \text{ความเร่งอันเนื่องจากแรงดึงดูดของโลกมีค่า } 9.81 \text{ m/s}^2 \\
 T_s &= \text{อุณหภูมิผิวแผ่นเรียบ } 56 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_\infty &= \text{อุณหภูมิอากาศ } 107.6 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \beta &= 2.82 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1} \\
 \alpha &= 30.70 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 \nu &= 21.44 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 k &= 30.36 \text{ W/m K}
 \end{aligned}$$

$$Ra_s = \frac{9.81 \times 0.00282 \times (107.6 - 56) \times (0.002)^3}{30.36 \times 10^{-6} \times 21.44 \times 10^{-6}}$$

$$Ra_s = 17.32$$

แทนค่า Ra_s ลงในสมการ

$$Nu_s = \frac{1}{24} \times 17.32 \times \left(\frac{0.002}{0.019} \right) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{35}{17.32(0.002/0.019)} \right] \right\}^{3/4}$$

$$Nu_s = 0.076$$

แทนค่า Nu_s ลงในสมการ

$$h_o = \frac{0.076 \times 30.36}{0.002} = 1.153 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 h_o A_o, \text{Free} &= 1.078 \times 2.49 \times 10^{-3} \\
 &= 0.00288 \text{ W/K ต่อ 1 เกิร์ตครีบ} \\
 &= 12.96 \text{ W/K ต่อ 4500 เกิร์ตครีบ หรือ 1 คอนเดนเซอร์รถยนต์} \\
 &= 77.75 \text{ W/K ต่อ 6 คอนเดนเซอร์รถยนต์}
 \end{aligned}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ (h_i)

$$Nu = \frac{Re Pr}{x} \left(\frac{f}{8} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n = \frac{h_i D_r}{k}$$

$$x = 1.07 + 12.7 \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right) \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2}$$

โดยที่ n คือ 0.11 เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกออกแบบให้รับความร้อน

μ_t คือค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (kg/m s)

μ_w คือค่าความหนืดที่อุณหภูมิผนังของท่อ (kg/m s)

$$\text{Re} = \frac{\rho v_m D}{\mu}$$

$$D_h = \frac{\text{พื้นที่ตั้งฉาก(m}^2\text{)}}{\text{เส้นรอบรูป(m)}} = 5.334 \times 10^{-3} \text{ m}$$

อัตราการไหลน้ำป้อนเข้าทั้งระบบ 21 lit/min

ทั้งระบบมีคอนเดนเซอร์รถยนต์ 8 ชุด แต่ละชุดมีอัตราการไหลเท่ากับ 0.04375 kg/s ส่งผลให้

ความเร็วในแต่ละชุดของคอนเดนเซอร์เท่ากับ 0.811 m/s

$$\text{Re} = \frac{\rho v_m D}{\mu} = \frac{984.37 \times 0.811 \times 5.334 \times 10^{-3}}{484.28 \times 10^{-6}} = 8792.97$$

กำหนดให้ใช้ท่อเหล็กชุบสังกะสี (Galvanized iron) $\epsilon = 0.015 \text{ cm}$

$$\begin{aligned} \epsilon/D_h &= 1.5 \times 10^{-4} / 5.334 \times 10^{-3} \\ &= 0.028 \end{aligned}$$

ดังนั้น $\text{Re} = 8792.97$ $\epsilon/D_h = 0.028$ เปิดกราฟจะได้ f เท่ากับ 0.057

$$x = 1.07 + 12.7 \left(3.18^{2/3} - 1 \right) \left(\frac{0.057}{8} \right)^{1/2} = 2.315$$

$$\mu_{t, 35^\circ\text{C}} = 493.40 \text{ kg/m s}$$

$$\mu_{w, 60^\circ\text{C}} = 351 \text{ kg/m s}$$

$$\text{Nu} = \frac{8792.97 \times 3.18 \left(\frac{0.057}{8} \right) \left(\frac{493.40}{351} \right)^{0.11}}{2.315} = 89.34$$

$$\begin{aligned} h_i &= 89.34 \times 649 \times 10^{-6} / 5.334 \times 10^{-3} \\ &= 10.85 \text{ kW/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

$$= 10858 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

พื้นที่ภายใน เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า คอนเดนเซอร์ 1 แผง มีความยาวรวม 51.84 m

$$A_i = 2 \times (0.00475 - (2 \times 0.0008)) + (0.019 - (2 \times 0.0008)) \times 51.84$$

$$A_i = 2.13 \text{ m}^2 \text{ ต่อ คอนเดนเซอร์รถยนต์ 1 แผง}$$

$$A_i = 12.78 \text{ m}^2 \text{ ต่อ คอนเดนเซอร์รถยนต์ 6 แผง}$$

การนำความร้อนของคอนเดนเซอร์รถยนต์

$$\text{ความหนาของท่อ } (T_{th}) = 0.0008 \text{ m}$$

$$\text{ค่านำความร้อนของท่อทำจากอลูมิเนียม } (k_w) = 177 \text{ W/m K}$$

$$\text{พื้นที่ผิวท่อ } (A_w)$$

$$A_w = 2 \times (0.00475 + 0.019) \times 51.84$$

$$A_w = 2.46 \text{ m}^2 \text{ คอนเดนเซอร์รถยนต์ 1 แผง}$$

$$A_w = 14.76 \text{ m}^2 \text{ คอนเดนเซอร์รถยนต์ 6 แผง}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทางทฤษฎี สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_{th}}{k_w A_w}$$

การคำนวณค่า UA ทางหลักทางทฤษฎี โดยการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o) แบบบังคับ โดยการประยุกต์ใช้สมการของ Shanoun and Webb (1992)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{337.23} + \frac{1}{10858 \times 12.78} + \frac{0.0008}{177 \times 14.76}$$

$$= 2.973 \times 10^{-3} \text{ K/W}$$

$$UA = 336.38 \text{ W/K} \text{ ต่อคอนเดนเซอร์รถยนต์ 1 ชุด}$$

$$UA = 2.691 \text{ kW/K} \text{ ต่อคอนเดนเซอร์รถยนต์ 8 ชุดทั้งระบบ}$$

การคำนวณค่า UA ทางหลักทางทฤษฎี โดยการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o) แบบธรรมชาติ โดยการประยุกต์ใช้สมการของ Elenbass (1942)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{77.75} + \frac{1}{10858 \times 12.78} + \frac{0.0008}{177 \times 14.76} = 2.729 \times 10^{-5} \text{ K/W}$$

UA = 77.70 W/K ต่อคอนเดนเซอร์รยยนต์ 1 ชุด

UA = 621.6 kW/K ต่อคอนเดนเซอร์รยยนต์ 8 ชุดทั้งระบบ

สรุปผลการคำนวณ ณ อัตราการไหลของน้ำป้อนที่ 21 lit/min

- ◆ UA ที่ได้จากการทดสอบระบบ UA 1.455 kW/K
- ◆ UA ที่ได้จากการคำนวณค่า h_o แบบบังคับโดยใช้สมการของ Shanoun and Webb (1992) มีค่าเท่ากับ UA = 2.691 kW/K
- ◆ UA ที่ได้จากการคำนวณค่า h_o แบบธรรมชาติโดยใช้สมการของ Elenbass (1992) มีค่าเท่ากับ UA = 0.621 kW/K

การวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์

ภาคผนวก ญ การวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์

เหตุผลและหลักการ

การออกแบบทางวิศวกรรมทั่วไปที่จะต้องมีการพิจารณาว่า ระบบที่ออกแบบไปนั้นสำเร็จผลตามจุดประสงค์ที่ได้กำหนดไว้ในเบื้องต้นหรือไม่ ดังนั้นในงานวิจัยครั้งนี้จึงได้เก็บข้อมูลคุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง เพื่อที่จะได้นำเอาไปเปรียบเทียบกับข้อมูลหลังจากที่ได้ติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งจากกระบวนการอย่างกลับมาใช้ใหม่เสร็จเรียบร้อยแล้ว ทั้งนี้เพื่อวิเคราะห์ว่าระบบดังกล่าวมีผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงทางด้านกายภาพของผลิตภัณฑ์มากน้อยเพียงใดหรืออยู่ในช่วงที่ยอมรับได้หรือไม่ โดยจะทำการเปรียบเทียบค่าโดยใช้วิธีการวิเคราะห์ทางกายภาพที่ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) (จิตรา วราอัศวปติ, 2540) โดยเก็บข้อมูลจากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากกระบวนการอย่างนั้น อย่างไรก็ตามผลิตภัณฑ์ที่ทางโรงงานนี้สามารถผลิตได้มีกว่าร้อยละ 10 ของโครงการจึงได้เลือกเฉพาะผลิตภัณฑ์ที่ลูกค้ามีความต้องการมากที่สุดมาเป็นตัวอย่างในการเก็บข้อมูลในครั้งนี้เท่านั้น จากการสำรวจข้อมูลของโรงงานพบว่า ผลิตภัณฑ์ตัวแทนจากเตาอย่างแบบ คือผลิตภัณฑ์ C-15

คุณสมบัติทางกายภาพของขนม¹

การวิเคราะห์คุณภาพทางกายภาพ เป็นสิ่งซึ่งคุณภาพของผลิตภัณฑ์ที่ผ่านกระบวนการผลิตได้เป็นอย่างดีเช่นเดียวกับการวิเคราะห์คุณภาพทางด้านอื่น ๆ ในการวิเคราะห์คุณภาพทางกายภาพมักเป็นวิธีการที่ให้ผลการวิเคราะห์ที่สะดวกรวดเร็ว และทราบผลได้ในระยะเวลาอันสั้น มักใช้วิเคราะห์คุณภาพในระหว่างกระบวนการผลิต คุณภาพที่ใช้เป็นดัชนีในการบ่งชี้คุณภาพของผลิตภัณฑ์จะอาศัยคุณลักษณะ ต่าง ๆ ของผลิตภัณฑ์ที่มีอยู่แล้ว เช่น ปริมาตร ปริมาณความชื้น ลักษณะเนื้อสัมผัส การวิเคราะห์สี น้ำหนัก ความหนาแน่น และค่าปริมาณน้ำอิสระ ฯลฯ ในการวิจัยครั้งนี้จะวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพ 4 อย่าง คือ

- ปริมาตร
- การวิเคราะห์สีที่ปรากฏ
- ลักษณะเนื้อสัมผัส และ
- ปริมาณความชื้น

ซึ่งการตรวจวัดข้อมูลดังกล่าวจะอาศัยเครื่องมือที่ คณะอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ และได้รับคำแนะนำจาก อ.ดร.พิชญ์ บุญประสม อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมอาหาร คณะอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ทางโครงการจึงขอขอบพระคุณมา ณ โอกาสนี้ด้วย รายละเอียดการวิเคราะห์คุณสมบัติมีดังต่อไปนี้

¹ (สุทัศน์ สุระวัง, 2543)

ปริมาตร หรือการวัดรูปร่างและขนาด (Shape and size measurement)

เป็นการวัดรูปร่างและขนาดของผลิตภัณฑ์ที่มีขนาดมาตรฐานของผลิตภัณฑ์ที่โรงงานกำหนดสามารถแสดงได้ดังตารางที่ ญ.1 โดยใช้ไม้บรรทัดสำหรับวัดระยะอย่างละเอียดแบบดิจิตอล (Digital Vernier) ทำการวัดความกว้าง ความยาว และความสูง ของตัวอย่างผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการสุม ในแต่ละครั้งโดยทำการวัด 6 วัน วันละ 2 ครั้ง โดยวัดค่าทั้งหมด 30 ครั้ง และผลการเก็บข้อมูลคุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่จากการวัดรูปร่างและขนาดแสดงดังตารางที่ ญ.2 จากตารางสามารถตรวจสอบค่าความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) ดังตัวอย่างการคำนวณตัวอย่างการหาความแตกต่างของค่าเฉลี่ยโดยวิธี T-test สรุปได้ว่าขนาดของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ไม่มีความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95

ตารางที่ ญ.1 แสดงขนาดมาตรฐานของผลิตภัณฑ์ที่โรงงานกำหนด

ชนิดของผลิตภัณฑ์	C-15
ความยาว (mm)	38-42
ความกว้าง (mm)	9-11
ความหนา (mm)	9-11

ตารางที่ ฎ 2 แสดงขนาดของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่	ก่อนการติดตั้งระบบ			หลังการติดตั้งระบบ		
	ความยาว	ความกว้าง	ความหนา	ความยาว	ความกว้าง	ความหนา
1	40.14	11.63	10.42	40.21	10.78	10.23
2	40.30	10.67	10.33	39.87	11.26	9.97
3	39.40	11.28	10.29	39.97	10.87	10.50
4	38.67	10.93	10.50	40.56	11.12	10.17
5	40.39	11.29	10.27	39.87	10.89	10.69
6	40.03	11.18	10.55	39.56	11.31	9.98
7	40.87	10.75	10.17	40.12	10.69	10.16
8	39.54	10.71	9.87	39.98	10.87	10.22
9	39.87	10.96	10.69	39.76	11.10	10.09
10	39.74	10.65	9.99	39.89	10.69	9.96
11	40.28	10.68	9.94	39.94	10.85	10.14
12	39.67	10.98	9.91	39.78	10.69	10.28
ค่าเฉลี่ย	39.91	10.98	10.24	39.88	10.93	10.20
tc	0.0121	0.446	0.449			

$$*t_{\alpha, df} = t_{(0.05; 22)} = 2.074$$

การวิเคราะห์สีที่ปรากฏ

สี เป็นลักษณะปรากฏแรกที่ลูกค้ามักจะพิจารณา สามารถใช้เป็นตัวหนึ่งบอกถึงคุณภาพของผลิตภัณฑ์ได้ เช่น ความแก่-อ่อน และระดับของการทำให้สุก สีจึงเป็นปัจจัยแรกที่มีบทบาทสำคัญต่อการยอมรับหรือการปฏิเสธในผลิตภัณฑ์อาหารเป็นอย่างมาก การมองเห็นสีจึงว่าเป็น ปรากฏการณ์ทางจิตวิทยาภายในใจของผู้สังเกต ซึ่งไม่ใช่คุณสมบัติทางกายภาพเพียงอย่างเดียว แต่เป็นผลของคลื่นแสงที่มากกระทบกับวัตถุสะท้อนผ่านเรตินาของดวงตาและส่งไปที่สมอง โดย สเปกตรัมของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่สามารถมองเห็นด้วยตาได้จะมีความยาวคลื่นในช่วง 380-770 นาโนเมตร ระบบที่ใช้การประเมินคุณลักษณะทางด้านสีของผลิตภัณฑ์ในรูปแบบของค่าสี ที่นิยมใช้อย่างกว้างขวางในปัจจุบันมี 3 ระบบใหญ่ ๆ คือ

- ระบบสีมันเชล (Muncell color system)
- ระบบสีซี-ไอ-อี (CIE color system)
- ระบบสีฮันเตอร์ (Hunter color system) หรือระบบสีตรงข้ามกัน (Opponent system)

ซึ่งระบบสีฮันเตอร์เป็นระบบที่ใช้กันมากที่สุดในอุตสาหกรรมอาหาร (สุทัศน์ สุระวัง, 2543) ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากเครื่องอย่างโดยใช้ระบบฮันเตอร์เป็นหลัก โดยนำผลิตภัณฑ์จากการสุ่มตัวอย่าง ใส่ในภาชนะสำหรับวัดสี ระบบนี้จะวัดค่าสีในรูป L, a และ b โดยใช้เครื่อง Color Quest II (Minolta Camera: Model CR-310, Japan) ซึ่งจะรายงานผลอัตโนมัติในรูปของค่าสี L, a และ b โดยทำการวัด 6 วัน วันละ 2 ครั้ง แต่ละรอบวัดค่าซ้ำวัดค่า 6 ครั้ง ก่อนทำการวัดทุกครั้งต้องทำการ standardize โดยใช้แผ่นสีขาวมาตรฐาน (White Blank; illuminant D65 10° , $Y = 94.10$, $x = 0.3157$, $y = 0.3324$) กับแผ่น aperture ขนาด 50 มิลลิเมตร

- ค่า L เป็นค่าของความสว่างและความมืด
เริ่มจากสีขาว (L = 100) ไปจนถึงสีดำ (L = 0)
- ค่า a เป็นค่าของสีแดงเมื่อ a มีค่าเป็นบวก (+)
หรือสีเขียวเมื่อ a มีค่าเป็นลบ (-)
- ค่า b เป็นค่าของสีเหลืองเมื่อ b มีค่าเป็นบวก(+)
หรือสีน้ำเงินเมื่อ b มีค่าเป็นลบ (-) (Giese, 1995)

จากการศึกษาข้อมูลเบื้องต้นพบว่า โรงงานที่เข้าร่วมโครงการไม่มีดัชนีบ่งบอกที่แน่นอนในด้านคุณสมบัติทางด้านสี แต่พิจารณาด้วยประสบการณ์และความชำนาญของพนักงานในการตัดสินใจ ผลการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านสีที่ปรากฏ และผลการเก็บข้อมูลคุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่จากการวิเคราะห์สีที่ปรากฏแสดงดังตารางที่ ญ.3 และจากตารางสามารถตรวจสอบค่าความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) สรุปได้ว่าการหาความแตกต่างของค่าเฉลี่ยโดยวิธี T-test จากการวิเคราะห์สีที่ปรากฏของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ไม่มีความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95

ตารางที่ ๓ แสดงการวิเคราะห์ที่ปรากฏผลผลิตกันชนิต C-15 ก่อนและหลังการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่	ก่อนการติดตั้งระบบ			หลังการติดตั้งระบบ		
	L	a	b	L	a	b
1	53.30	8.94	17.92	52.63	8.56	15.98
2	50.55	9.23	16.69	53.69	8.97	17.54
3	49.26	8.77	15.93	50.48	7.99	17.69
4	51.37	8.29	16.16	49.87	9.42	16.89
5	52.00	9.10	17.42	48.69	8.96	15.87
6	48.21	8.93	15.53	51.69	8.87	15.69
7	18.96	9.36	15.98	54.87	8.79	15.87
8	54.93	7.98	17.82	51.98	8.56	16.98
9	47.94	9.44	15.27	48.79	9.34	17.21
10	51.94	8.47	17.00	50.98	8.48	15.69
11	54.03	8.44	17.81	52.63	8.66	16.93
12	52.35	9.13	17.50	51.39	9.23	16.78
ค่าเฉลี่ย	39.91	10.98	10.24	39.88	10.93	10.20
tc	0.279	0.118	0.458			

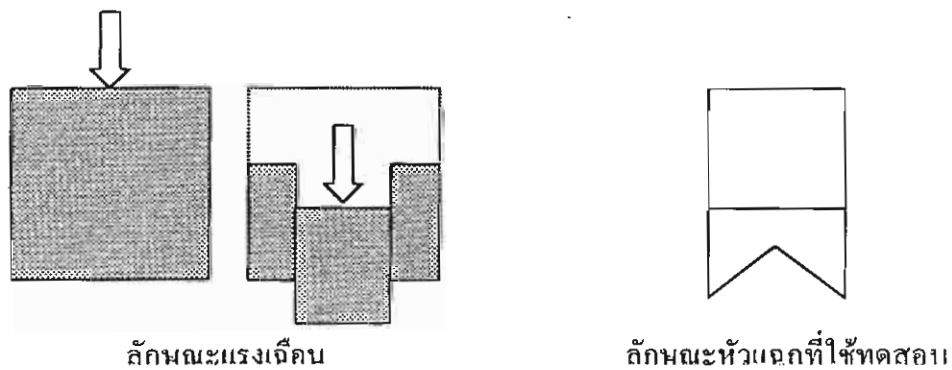
$$*t_{\alpha,df} = t_{(0.05)(22)} = 2.074$$

การวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัส (Giese, 1995)

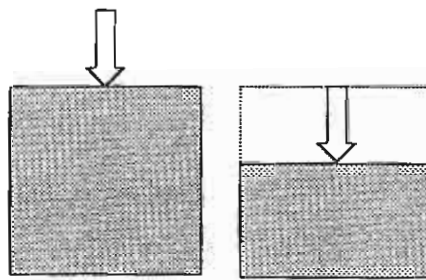
ลักษณะเนื้อสัมผัสมีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง การแตกหัก รวมทั้งเกี่ยวกับคุณสมบัติการไหลของอาหารภายใต้แรงผลัก สามารถวิเคราะห์โดยใช้เครื่องมือต่าง ๆ โดยอาศัยความสัมพันธ์ระหว่างน้ำหนัก เวลา และระยะทาง ส่วนใหญ่แล้วความหนืด (Viscosity) จะเป็นลักษณะเนื้อสัมผัสของอาหารเหลวหรืออาหารที่ไหลได้ ส่วนลักษณะด้านเนื้อสัมผัส (Texture) จะเป็นของอาหารแข็ง การวัดเนื้อสัมผัสของอาหารอาศัยหลักการของแรงเค้น (Stress) และแรงเครียด (Strain) ในการวิจัยนี้จะจำลองลักษณะการรับประทานผลิตภัณฑ์ของผู้บริโภค คือ การกัดและเคี้ยว ซึ่งการกัดจะทดสอบแรงเฉือน (Shearing)

โดยใช้หัววัดแรงในการทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ ๓.๑ ส่วนการเคี้ยวใช้การทดสอบแรงกด (Compression) ดังแสดงในรูปที่ ๓.๒ ลักษณะแรงกด (Compression) ในการทดสอบผลิตภัณฑ์ตัวอย่างโดยนำผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง มาทำการวัดด้วยเครื่อง Instron series 5505 สำหรับวัดค่าเค้นและแรงกดทดสอบการอัด 40% อัตราเร็วในการกด 200 mm/min ระยะทางในการกดลงเค้นเท่ากับ 20 mm วัดออก

มากเป็นค่าของ Compression peak load ในหน่วยของนิวตัน โดยทำการวัด 6 วัน วันละ 2 รอบในแต่ละรอบวัดค่า 15 ครั้ง ผลจากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัส และผลการเก็บข้อมูลคุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัสของผลิตภัณฑ์ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่จากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัสแสดงดังตารางที่ ญ.4 และจากตารางสามารถตรวจสอบค่าความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) สรุปได้ว่าการหาความแตกต่างของค่าเฉลี่ยโดยวิธี T-test จากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัสของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ไม่มีความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95



รูปที่ ญ.1 ลักษณะของแรงเฉือนและหัววัดแฉกในการทดสอบผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง
ที่มา : สุธัติน สุระวัง, 2543



รูปที่ ญ.2 ลักษณะของแรงกดในการทดสอบผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง
ที่มา : สุธัติน สุระวัง, 2543

ตารางที่ ญ.4 แสดงการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านเนื้อสัมผัสวิเคราะห์ของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่	ก่อนการติดตั้งระบบ		หลังการติดตั้งระบบ	
	แรงเฉือน (Shearing)	แรงกด (Compression)	แรงเฉือน (Shearing)	แรงกด (Compression)
1	25.11	3202.54	23.15	3284.63
2	25.92	3393.11	22.41	3059.36
3	23.17	3253.27	23.56	3298.75
4	19.66	3032.23	21.64	3212.21
5	20.97	3049.57	24.56	3498.65
6	22.94	2998.53	22.14	3245.23
7	21.46	3517.90	19.98	3512.45
8	20.93	3270.24	21.56	3248.29
9	19.80	3625.61	24.89	3269.48
10	24.36	3237.74	23.68	3547.78
11	25.56	3282.74	22.68	3286.54
12	23.08	3223.76	21.46	3267.90
ค่าเฉลี่ย	22.75	3257.27	22.64	3310.94
tc	0.141	-0.792		

$$*t_{\alpha,df} = t_{(0.05)(22)} = 2.074$$

การวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านปริมาณความชื้น

ความชื้น คือสารที่สูญเสียออกไปจากผลิตภัณฑ์เมื่อเพิ่มความร้อนให้แก่อาหารนั้น ความร้อนที่ให้กับอาหารจะสามารถทำให้สารระเหยกลายเป็นไอ หรืออาจปล่อยอาหารตั้งทิ้งไว้ในสารดูดความชื้น (Dehydrating agent หรือ desiccating agent) หรือให้ความร้อนในสภาพสุญญากาศ น้ำหนักที่สูญหายไปจากอาหาร ซึ่งเข้าใจว่า"น้ำหนักจริงแล้วเป็น"สารที่ระเหยได้ทั้งหมด (total volatile matter) ที่หายไป ณ อุณหภูมินั้น ส่วนกากหรือของแข็งแห้งที่เหลืออยู่หลังจากน้ำระเหยออกไปหมดแล้ว เรียกว่า "ของแข็งทั้งหมด" (Total solid) ความชื้นในอาหารมีความสำคัญต่ออาหารหลายประการ แต่การวิเคราะห์หาปริมาณความชื้นที่ให้ผลได้ค่าถูกต้องแน่นอนทำได้ยาก

น้ำที่มีอยู่ในอาหารมี 3 รูปได้แก่

1. Bound water คือน้ำที่รวมอยู่กับสารประกอบในอาหารด้วยพันธะทางเคมี เช่น เป็นน้ำที่รวมตัวอยู่ในผลึก
2. Absorbed water เป็นน้ำที่ถูกดูดซับอยู่เป็นชั้นที่ผิวหน้าของส่วนประกอบในอาหารเป็นการรวมกันทางกายภาพ
3. Bulk or Free water เป็นน้ำที่เป็นส่วนประกอบในอาหารที่แยกอยู่เป็นอิสระและระเหยกลายเป็นไอได้ง่าย เมื่อนำอาหารไปอบ หรือทำให้แห้ง

ดังนั้นในการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านปริมาณความชื้นนั้นจะต้องวัด ณ จุดที่ผลิตภัณฑ์เหลือแต่เฉพาะของแข็งทั้งหมด โดยนำตัวอย่างผลิตภัณฑ์ ซึ่งได้ทำการบดละเอียดแล้วประมาณ 5 กรัม ซึ่งให้ได้น้ำหนักที่แน่นอน ใส่ในกระป๋องอลูมิเนียม (Moisture can) ที่ผ่านการอบแห้งและทราบน้ำหนักแน่นอนแล้ว นำไปอบในตู้อบไฟฟ้าที่ควบคุมอุณหภูมิได้แน่นอน ให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิ 100-105 องศาเซลเซียส เป็นเวลาประมาณ 3 ชั่วโมง นำออกจากตู้อบและปล่อยให้เย็นในโถดูดความชื้น (Desiccator) แล้วชั่งน้ำหนัก นำไปอบซ้ำ หลาย ๆ ครั้งจนได้น้ำหนักคงที่ ซึ่งหาน้ำหนักของตัวอย่างที่เหลืออยู่ คำนวณหาน้ำหนักที่หายไป และคำนวณหาเปอร์เซ็นต์ความชื้นโดยใช้สูตรการคำนวณดังนี้

$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้น} = \frac{\text{น้ำหนักที่หายไป} \times 100}{\text{น้ำหนักตัวอย่างก่อนอบ}}$$

ทำการวัดค่า 6 วัน วันละ 2 ชั่วโมงในแต่ละชั่วโมงวัดค่า 4 ครั้ง จากการศึกษากเกณฑ์มาตรฐานของผลิตภัณฑ์ที่โรงงานกำหนดจะต้องมีความชื้นระหว่าง 0.6%-1.4% และผลจากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านความชื้นของผลิตภัณฑ์ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่จากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านความชื้นแสดงดังตารางที่ ญ.5 และจากตารางสามารถตรวจสอบค่าความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) สรุปได้ว่าการหาความแตกต่างของค่าเฉลี่ยโดยวิธี T-test จากการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านความชื้นของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ไม่มีความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95

ตารางที่ ญ.5 แสดงการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพด้านความชื้นของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่	ก่อนการติดตั้งระบบ	หลังการติดตั้งระบบ
1	1.20	1.20
2	1.40	1.20
3	0.80	1.00
4	1.20	0.80
5	1.20	1.20
6	1.00	1.20
7	1.00	0.80
8	1.20	1.00
9	1.20	1.00
10	1.20	1.20
11	1.00	1.00
12	0.60	1.20
ค่าเฉลี่ย	1.08	1.07
tc	0.2167	0.1557

$$*t_{\alpha,df} = t_{(0.05,22)} = 2.074$$

สรุปผลการวิเคราะห์ทางกายภาพของผลิตภัณฑ์

การวิเคราะห์คุณภาพทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ในการวิจัยครั้งนี้ได้วิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพ 4 อย่าง คือ ขนาดหรือปริมาตร สีที่ปรากฏ ลักษณะเนื้อสัมผัส และปริมาณความชื้น โดยใช้ตัวอย่างก่อนและหลังการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สรุปผลการวิเคราะห์ทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง ชนิด C-15 ดังตารางที่ ญ.6 โดยได้ทำการเปรียบเทียบค่าโดยใช้วิธีการวิเคราะห์ทางกายภาพที่ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$) สรุปผลได้ว่า คุณภาพทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ชนิด C-15 ก่อนและหลังการติดตั้งระบบไม่มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95

ตารางที่ ๖.6 สรุปผลการวิเคราะห์ทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ตัวอย่าง ชนิด C-15

ลำดับที่	คุณภาพผลิตภัณฑ์		ก่อนติดตั้งระบบ	หลังติดตั้งระบบ	tc
1	รูปร่างและขนาด	ยาว (mm)	39.91	39.88	0.123
		กว้าง (mm)	10.98	10.93	0.446
		หนา (mm)	10.24	10.20	0.449
2	สี	L	51.24	51.47	-0.279
		a	8.84	8.82	0.118
		b	16.75	16.59	0.458
3	เนื้อสัมผัส (Texture)	นิเวตน์			
	- ค่าแรงเฉือน (Shearing)		22.75	22.64	0.890
	- ค่าแรงกด (Compression)		3257.27	3310.94	-0.792
4	ความชื้น	(%)	1.08	1.07	0.216

$$*t_{\alpha,df} = t_{(0.05;22)} = 2.074$$

ตัวอย่างการหาความแตกต่างของค่าเฉลี่ยโดยวิธี T-test

การทดสอบแบบ T-test สามารถนำมาใช้ในการตรวจสอบความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติระหว่างค่าเฉลี่ย 2 ค่า สำหรับตัวอย่างขนาดเล็กในการทดสอบ ข้อพิจารณาหลักในการทดสอบแบบ T-test จะรวมถึงการหาค่าเฉลี่ยและความแปรปรวน และความเข้าใจของแนวความคิดของ Degree of freedom (df) ซึ่ง df มักจะเป็นค่าที่ลบ 1 ออกจากค่าสังเกตทั้งหมด ตัวอย่างการคำนวณและการวิเคราะห์ได้แสดงดังต่อไปนี้

ขั้นตอนการคำนวณสำหรับ tc

1. กำหนดสมมติฐานทางสถิติ

$$H_0 : \mu_1 = \mu_2$$

$$H_A : \mu_1 \neq \mu_2$$

จำแนกระดับ α -value = 0.05 หรือ ระดับความเชื่อมั่นอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับร้อยละ 95

ตัวอย่างการคำนวณ

ในการวิจัยนี้ ต้องการทดสอบผลิตภัณฑ์ก่อน และหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ ว่ามีคุณลักษณะที่แตกต่างกันหรือไม่ โดยใช้ตัวอย่างจำนวน 12 ตัวอย่างทำการประเมินคุณลักษณะ ของผลิตภัณฑ์ก่อนและหลัง ซึ่งแต่ละครั้งจะทำการประเมิน 12 ครั้ง ข้อมูลแสดงในตารางที่ ญ.7

ตารางที่ ญ.7 แสดงขนาดความยาวของผลิตภัณฑ์

ตัวอย่างที่	ก่อนติดตั้งระบบ (cm)	หลังติดตั้งระบบ (cm)
1	40.14	40.21
2	40.30	39.81
3	39.40	39.97
4	38.67	40.56
5	40.39	38.97
6	40.03	39.56
7	40.87	40.12
8	39.54	39.98
9	39.87	39.76
10	39.74	39.89
11	40.28	39.94
12	39.67	39.78

2. คำนวณค่าเฉลี่ยสำหรับแต่ละชุดโดยการบวกคะแนนของแต่ละชุดการทดสอบที่ได้ แล้วหารด้วยจำนวนตัวอย่างจะได้ค่าเฉลี่ยต่อชุดการทดสอบ

$$\begin{aligned}\bar{X}_1 &= 1/12 [40.14+40.30+39.40+...+ 39.74+40.28+39.67] \\ &= 39.91\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{X}_2 &= 1/12 [40.21+39.87+39.97+...+ 39.89+39.94+39.78] \\ &= 39.88\end{aligned}$$

3. ใช้สูตรการคำนวณ t-test

$$t_c = \frac{\bar{X}_1 - \bar{X}_2}{\sqrt{\left[\frac{n_1 S_1^2 + n_2 S_2^2}{n_1 + n_2 - 2} \right] \left[\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} \right]}}$$

เมื่อ n_1 = จำนวนตัวอย่างในชุดการผลิตก่อนการติดตั้งระบบ

n_2 = จำนวนตัวอย่างในชุดการผลิตหลังการติดตั้งระบบ

S_1^2 = ความแปรปรวนในชุดการผลิตก่อนการติดตั้งระบบ

S_2^2 = ความแปรปรวนในชุดการผลิตหลังการติดตั้งระบบ

คำนวณค่า S_1^2 และ S_2^2

$$\begin{aligned}S_1^2 &= 1/n \sum [X_i - \bar{X}_1]^2 \\ &= 1/12 [(40.14-39.91)^2 + (40.30-39.91)^2 + ... + (40.28-39.91)^2 \\ &\quad + (39.67-39.91)^2] \\ &= 0.567\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_2^2 &= 1/n \sum [X_i - \bar{X}_2]^2 \\ &= 1/12 [(40.21-39.88)^2 + (39.87-39.88)^2 + ... + (39.94-39.88)^2 \\ &\quad + (39.78-39.88)^2] \\ &= 0.382\end{aligned}$$

4. หาค่า t_c โดยการแทนค่าในสูตร

$$t_c = \frac{39.91 - 39.88}{\sqrt{\left[\frac{(12)(0.567) + (12)(0.382)}{12 + 12 - 2} \right] \left[\frac{1}{12} + \frac{1}{12} \right]}}$$

$$= 0.1021$$

$t_{\alpha, df} = t_{(0.05), 22} = 2.074$ =ค่าที่ได้จากตารางที่ 7 สำหรับระดับความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ 0.05 และ Degree of freedom เป็น $12+12-2 = 22$

$$t_c < t_{\alpha, df}$$

ดังนั้น จะยอมรับสมมติฐาน H_0

ข้อสรุปและการแปลความหมาย

จากการทดลองชี้ให้เห็นว่าทดสอบคุณสมบัติทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ก่อน และหลังจากการติดตั้งระบบนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ มีคุณลักษณะที่ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ($P \leq 0.05$)

การประเมินทางประสาทสัมผัส (Sensory Evaluation) ของผู้บริโภค

ภาคผนวก ฏ การประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส (Sensory Evaluation) ของผู้บริโภค

มนุษย์สามารถแบ่งแยกคุณลักษณะของสิ่งต่างๆ โดยเฉพาะผลิตภัณฑ์อาหารได้โดยอวัยวะทางประสาทสัมผัส ได้แก่ การใช้ประสาทตาแบ่งแยกลักษณะปรากฏ และ สี ความรู้สึกจากการสัมผัสด้วยมือ แบ่งแยกเนื้อสัมผัส ประสาทสัมผัสทางจมูก แบ่งแยกกลิ่น และอวัยวะรับรส แบ่งแยกกลิ่นรส การทดสอบนี้เริ่มแรกเรียกว่า Organoleptic test ซึ่งมีความหมายในวงจำกัด ปัจจุบันองค์การอาหารและยาของสหรัฐอเมริกาได้ให้คำจำกัดความของ การประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส (Sensory Evaluation) ว่า คือวิธีการทางวิทยาศาสตร์ที่ใช้เพื่อวัด วิเคราะห์ และแปลความขณะที่ความรู้สึกทางประสาทสัมผัสโดยการเห็น การได้กลิ่น การชิมรส การสัมผัส และการได้ยิน ซึ่งมีความหมายกว้างและครอบคลุมกว่า Organoleptic test คือจะสามารถสัมพันธ์กับสิ่งเร้าที่มากระตุ้นอวัยวะสัมผัส ซึ่งสามารถบอกลักษณะเนื้อสัมผัส และอุณหภูมิ เป็นต้น การประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส เป็นหลักการคุณภาพทางอ้อม ซึ่งจะใช้นุหุขย์เป็นเครื่องมือทดสอบแทนเครื่องมืออุปกรณ์ในการวัดค่าทางเคมีหรือทางกายภาพซึ่งเป็นการวัดคุณภาพทางตรง ผู้ทดสอบหรือมนุษย์ มีลักษณะคือ แปรเปลี่ยนตามเวลา มีความแตกต่างระหว่างผู้ทดสอบด้วยกัน มือคดง่าย เพราะฉะนั้นการที่จะได้ผลเป็นที่น่าพอใจในการประเมินโดยใช้นุหุขย์เป็นเครื่องมือ นั้นจำเป็นต้อง ทำการประเมินซ้ำ มีผู้ประเมินมากพอ (20 - 50 คน) ผู้ดำเนินการทดสอบต้องยอมรับข้อบกพร่องบางอย่าง

การประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส มีจุดมุ่งหมายเพื่อ ประเมินผลการเลือกชนิด และคุณภาพของวัตถุดิบ คัดเลือกหาผู้ทดสอบชิมที่มีความสามารถ ศึกษาการยอมรับคุณภาพผลิตภัณฑ์ของมนุษย์ ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างความรู้สึกประสาทสัมผัสกับค่าที่วัดได้ทางเคมี และกายภาพ ศึกษาอายุการเก็บรักษาผลิตภัณฑ์ ศึกษาผลกระทบต่อกระบวนการผลิต ประกันคุณภาพ และรักษาระดับคุณภาพของผลิตภัณฑ์ พยายามลดต้นทุนการผลิต ศึกษาปฏิกิริยาของผู้บริโภคในการหาความชอบและการยอมรับ เพื่อเป็นการพัฒนาผลิตภัณฑ์อาหารรูปแบบใหม่ๆ และภาชนะบรรจุรูปแบบใหม่ๆ

ฏ.1 การใช้ประโยชน์จากการประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส

การประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัสสามารถที่จะทำให้ผลิตภัณฑ์มีความเป็นเอกลักษณ์ หรือมีความแตกต่างจากผลิตภัณฑ์อื่น ๆ และมีความสำคัญต่อการยอมรับของผู้บริโภค โดยประโยชน์ที่ได้จากการประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัสคือ ศึกษาอายุการเก็บรักษา เพื่อทำการจับคู่ผลิตภัณฑ์ การหาตำแหน่งของผลิตภัณฑ์ในตลาด การกำหนดรายละเอียด และการควบคุมคุณภาพของผลิตภัณฑ์ การปรับปรุงผลิตภัณฑ์ การหาจุดบกพร่องของผลิตภัณฑ์ การทดสอบการยอมรับผลิตภัณฑ์

กฎ.2 ปัจจัยที่มีผลต่อการประเมินคุณภาพทางประสาทสัมผัส

1. สถานที่ทดสอบ

ในการทดสอบทางประสาทสัมผัส สิ่งแวดล้อม และห้องที่ทดสอบ จำเป็นต้องมีการควบคุม ทั้งนี้เพื่อเป็นการลดอคติของผู้ทดสอบ โดยบริเวณที่ใช้ ในการทดสอบควรอยู่ในบริเวณที่ไม่แออัด สะดวกสบาย เงียบ และไม่ควรมีสัตว์รบกวน เช่น เลียงและกิ้งกือ เป็นต้น สีและแสง ภายในห้องทดสอบต้องมีความชัดเจนเพียงพอ ผงังและเพดานควรมสีขาและสีเทาอ่อน การหมุนเวียนของอากาศดี ควรมีเครื่องปรับอากาศ อุณหภูมิประมาณ 22 -25 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ ร้อยละ 44 - 45 การวางผังห้องทดสอบทางประสาทสัมผัสควรแยกบริเวณที่ทดสอบออกจากบริเวณที่เตรียมตัวอย่าง ช่วงเวลาที่เหมาะสม ในการทดสอบทางประสาทสัมผัสควรเป็นเวลา 10.00 น. และ 15.00 น. และช่วงเวลาที่ไม่ควรทำการทดสอบ คือ ช่วงก่อนรับประทานอาหารเช้า 1 ชั่วโมง และหลังรับประทานอาหารเช้าแล้ว 2 ชั่วโมง

2. ตัวอย่าง

การเตรียมตัวอย่างที่ใช้ทดสอบทางประสาทสัมผัสจะต้องใช้วัสดุ อุปกรณ์เพื่อควบคุม ตัวแปรอื่นๆที่ทำให้เกิดความอคติในการทดสอบชิม ภาชนะที่ใช้ควรเป็นแก้ว หรือถ้วยเคลือบ ไม่ควรเป็นพลาสติก ภาชนะควรสะอาด ควรมีสีขาว ไม่มีกลิ่นแปลกปลอม ผลิตภัณฑ์ตัวอย่างที่ผู้ทดสอบได้รับจะต้องเป็นผลิตภัณฑ์ที่มีลักษณะเหมือนกัน อาจต้องมีการตัด หั่น บด หรือผสมให้เข้ากัน เพื่อให้ผลิตภัณฑ์เป็นตัวแทนที่ดีในการทดสอบ อุณหภูมิของตัวอย่างต้องควบคุมให้อยู่ในลักษณะการบริโภคปกติ ปริมาณของตัวอย่างที่ใช้ทดสอบต้องพอเหมาะ กล่าวคือการทดสอบหาความแตกต่างของผลิตภัณฑ์จะใช้ปริมาณอย่างน้อย 16 มิลลิเมตร ของผลิตภัณฑ์ที่เป็นของเหลว และปริมาณ 27 กรัมของผลิตภัณฑ์ที่เป็นของแข็ง การทดสอบความชอบหรือการยอมรับ ควรเพิ่มปริมาณตัวอย่างเป็น 2 เท่า

3. ผู้ทดสอบ

ผู้ทดสอบชิมทั่วไปควรมีสภาพดี ควรเว้นการทดสอบกับผู้บริโภคที่เป็นโรคเกี่ยวกับทางเดินหายใจ ควรเว้นจากการสูบบุหรี่ก่อนการทดสอบ 1 - 2 ชั่วโมง ควรเว้นจากการเคี้ยวหมากฝรั่ง หรืออมลูกกวาด และควรงดการรับประทานอาหารหรือการดื่มอย่างน้อย 30 นาที ก่อนเริ่มทำการทดสอบ ผู้ทดสอบที่ดีควรมีความไวทางด้านประสาทสัมผัสระดับปานกลางถึงดี สามารถใช้เวลาในการทดสอบชิมแต่ละครั้งได้ เป็นผู้มีคามสนใจ มีความกระตือรือร้นในการทดสอบ โดยทั่วไปสามารถแบ่งออกเป็น 4 กลุ่มดังนี้

กลุ่มที่ 1 ผู้บริโภค เป็นกลุ่มผู้ทดสอบที่ไม่เคยได้รับการฝึกฝน แต่เป็นกลุ่มเป้าหมายซึ่งจะให้ทดสอบการยอมรับหรือความชอบ จำนวนที่ใช้จะมากกว่า 100 คน

กลุ่มที่ 2 ผู้บริโภคประเภทเดียวกัน จะเป็นกลุ่มผู้บริโภคที่มีลักษณะคล้ายกัน เช่น กลุ่มนักศึกษาในมหาวิทยาลัย กลุ่มคนงาน ลูกจ้างในโรงงาน หรือกลุ่มผู้บริโภคเป้าหมาย จำนวนที่ใช้จะอยู่ระหว่าง 40 - 100 คน

กลุ่มที่ 3 ผู้ทดสอบในห้องปฏิบัติการ เป็นกลุ่มผู้ทดสอบที่ได้รับการฝึกฝนให้มีความรู้ด้านการประเมินทางประสาทสัมผัสและมีความคุ้นเคยกับผลิตภัณฑ์บ้างพอสมควร จำนวนที่ใช้ไม่จำเป็นต้องมาก อาจอยู่ในช่วง 5 -20 คน

กลุ่มที่ 4 ผู้เชี่ยวชาญ เป็นผู้มีประสบการณ์ มีความชำนาญเป็นพิเศษเฉพาะผลิตภัณฑ์ จำนวนที่ใช้จะน้อยลง

กฎ.3 วิธีการประเมินทางประสาทสัมผัส

การเลือกใช้การทดสอบทางประสาทสัมผัสวิธีใดนั้นขึ้นอยู่กับ วัตถุประสงค์ของการทดสอบและข้อมูลที่ต้องการ วิธีการทดสอบทางประสาทสัมผัสแบ่งออกเป็น 3 วิธีใหญ่ๆ ดังนี้

1. การทดสอบความชอบหรือการทดสอบการยอมรับ เป็นวิธีการวัดความชอบ โดยวัดจากความรู้สึกส่วนตัวของผู้ทดสอบซึ่งตอบสนองต่อผลิตภัณฑ์ตัวอย่างที่ทำการทดสอบ
2. การทดสอบหาความแตกต่าง ใช้ในการทดสอบหาความแตกต่างที่ปรากฏในผลิตภัณฑ์ตัวอย่างที่กำลังทดสอบ ผู้ทดสอบจะไม่ถูกอนุญาตให้ทดสอบตามความรู้สึกของตนเองว่าชอบหรือไม่ชอบในผลิตภัณฑ์ตัวอย่างที่กำลังทดสอบนั้นๆ อิทธิพลจากความรู้สึกส่วนตัวของผู้ทดสอบควรถูกจำกัดไป
3. การทดสอบเชิงพรรณนา ใช้ในการทดสอบเค้าโครงธรรมชาติของผลิตภัณฑ์ เช่น กลิ่น ลักษณะเนื้อสัมผัส หรือรสชาติ เป็นต้น

กฎ.4 การเริ่มต้นทดสอบทางประสาทสัมผัส

1. เข้าใจวัตถุประสงค์ของการทดสอบ
2. ไม่ทำให้ผู้ประเมินเกิดความสับสน
3. หาผู้ประเมินที่เหมาะสมกับการทดสอบ
4. สร้างสิ่งแวดล้อมให้ดีและเหมาะสมแก่การทดสอบ
5. ทำให้ความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด
6. ไม่ใช้ตัวอย่างมากเกินไปต่อการทดสอบหนึ่งครั้ง
7. ออกแบบการทดสอบให้ผู้ประเมินเกิดความลำเอียงน้อยที่สุด
8. ทำให้ผู้ประเมินทราบงานที่ต้องทำ
9. ทราบวิธีการวิเคราะห์และการนำเสนอผลการทดสอบให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด

กฎ.5 ขั้นตอนในการเตรียมการประเมินทางประสาทสัมผัส

1. กำหนดสัญลักษณ์ให้ตัวอย่าง เช่น A, B, C,... หรือ 1, 2, 3,... ลงในช่อง
2. เขียนเบอร์ผู้ทดสอบตรงช่องผู้ทดสอบ

3. สุ่มรหัสเลข 3 หลักให้แต่ละตัวอย่างโดยใช้ตารางสุ่มตัวเลขหรือกดสุ่มจากเครื่องคิดเลข
4. จัดลำดับการนำเสนอตัวอย่างที่ตรงกับจำนวนตัวอย่างที่ทำการทดสอบ
5. เขียนรหัสตัวอย่างจากใบบันทึกลงในภาชนะที่ใส่ตัวอย่าง
6. เตรียมแบบทดสอบทางประสาทสัมผัส เขียนชื่อผลิตภัณฑ์ ชุดที่ วันที่ เวลา และเลขรหัสตัวอย่าง
7. เตรียมตัวอย่างลงในภาชนะที่เตรียมไว้
8. เสนอตัวอย่างให้กับผู้ทดสอบ พร้อมนำสำหรับบ้านปาก กระดาษเช็ดปาก ปากกา ดินสอ และแบบทดสอบ
9. เสนอตัวอย่างให้แก่ผู้ทดสอบเพื่อให้ผู้ทดสอบประเมินตัวอย่าง โดยเรียงตามลำดับของเลขผู้ทดสอบ
10. รวบรวมข้อมูลและถอดรหัสตามใบงาน
11. นำข้อมูลมาวิเคราะห์ ประเมินผล และสรุปผล

ดังนั้น จากทฤษฎีขั้นต้น จึงได้ทำการประเมินผลการตลาดโดยการประเมินทางประสาทสัมผัส ตัวแทนของผลิตภัณฑ์ คือ ผลิตภัณฑ์ C-15 ซึ่งได้ทำการเก็บผลิตภัณฑ์ตัวอย่างก่อนและหลังจากการติดตั้งระบบอย่างละ 3 ตัวอย่าง ซึ่งกำหนดในแบบประเมินคือ ตัวอย่างที่ 1-3 ผลิตภัณฑ์ก่อนการติดตั้งระบบ และ ตัวอย่างที่ 4-6 ผลิตภัณฑ์หลังการติดตั้งระบบ โดยใช้กลุ่มตัวอย่างผู้ทำการประเมิน คือ นักศึกษาภาค วิชาเทคโนโลยีอาหาร คณะอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ จำนวน 50 คน โดยใช้การประเมินแบบการใช้สเกล (Hedonic scaling) ดังแสดงในเอกสารแนบ และวิธีการวิเคราะห์จะกำหนดให้ ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่นร้อยละ 95 ผลการประเมินและรายละเอียดตัวอย่างการวิเคราะห์แสดงได้ดังนี้

ภ.6 แบบประเมินทางประสาทสัมผัส ที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้

แบบทดสอบทางประสาทสัมผัสผลิตภัณฑ์ขนมขบเคี้ยว C - 15

ชื่อผู้ทดสอบชิม.....วันที่.....No.....

โปรดชิมตัวอย่างขนมที่ให้ โดยทำเครื่องหมาย ✓ ลงในช่อง ตามความรู้สึกของท่านว่าชอบ หรือไม่
เพียงไรในตัวอย่างผลิตภัณฑ์

รูปร่างลักษณะ (Overall Appearance)

ความชอบ	ตัวอย่าง (sample)					
	1	2	3	4	5	6
ชอบมากที่สุด						
ชอบมาก						
ชอบปานกลาง						
ชอบเล็กน้อย						
เฉยๆ						
ไม่ชอบเล็กน้อย						
ไม่ชอบปานกลาง						
ไม่ชอบมาก						
ไม่ชอบมากที่สุด						

กลิ่นและรสชาติ (overall Flavor)

ความชอบ	ตัวอย่าง (sample)					
	1	2	3	4	5	6
ชอบมากที่สุด						
ชอบมาก						
ชอบปานกลาง						
ชอบเล็กน้อย						
เฉยๆ						
ไม่ชอบเล็กน้อย						
ไม่ชอบปานกลาง						
ไม่ชอบมาก						
ไม่ชอบมากที่สุด						

ความชอบโดยรวม (Overall)

ความชอบ	ตัวอย่าง (sample)					
	1	2	3	4	5	6
ชอบมากที่สุด						
ชอบมาก						
ชอบปานกลาง						
ชอบเล็กน้อย						
เฉยๆ						
ไม่ชอบเล็กน้อย						
ไม่ชอบปานกลาง						
ไม่ชอบมาก						
ไม่ชอบมากที่สุด						

ข้อเสนอแนะ

.....

.....

.....

ขอขอบคุณที่ท่านให้ความร่วมมือ

ญ.7 สรุปผลการประเมินทางประสาทสัมผัส

โดยในงานวิจัยนี้กำหนดประเมินผลิตภัณฑ์ 3 ลักษณะคือ กลิ่นและรสชาติ รูปร่างลักษณะ และความชอบโดยรวม และข้อมูลของผู้ประเมินแสดงได้ดังนี้

ตารางที่ ญ.1 ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทางประสาทสัมผัสทางด้านกลิ่นและรสชาติของผลิตภัณฑ์ ตัวอย่าง C- 15

ก่อนและหลังติดตั้งระบบจากผู้ทดสอบชิม 50 คน

ผู้ทดสอบชิม			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2	3	4	5	6	
1	9	8	9	9	9	9	53
2	6	7	7	7	7	7	41
3	6	7	8	4	6	8	39
4	8	8	7	8	7	8	46
5	7	7	7	7	7	7	42
6	6	8	8	8	8	7	45
7	8	6	8	8	8	8	46
8	6	6	6	7	7	7	39
9	7	3	4	6	7	6	33
10	6	6	6	7	6	7	38
11	8	8	6	8	7	7	44
12	7	7	7	7	7	7	42
13	5	7	6	6	6	6	36
14	6	7	7	8	6	7	41
15	7	7	7	7	7	7	42
16	7	7	7	7	7	7	42
17	6	7	7	6	6	6	38
18	6	6	5	9	8	6	40
19	7	8	8	8	8	8	47
20	7	4	6	5	6	7	35
21	7	4	7	7	4	4	33
22	7	7	7	7	7	8	43
23	7	9	8	8	9	8	49
24	4	7	5	6	8	9	39
25	7	7	6	8	9	8	45

ตารางที่ ๑.1 (ต่อ)

ผู้ทดสอบชิม			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2		3	4	5	6
26	9	7	7	8	5	7	43
27	8	9	7	8	8	9	49
28	8	6	5	6	7	5	37
29	8	8	8	8	8	8	48
30	8	8	7	6	9	8	46
31	7	5	8	7	9	7	43
32	7	7	7	8	8	8	45
33	7	7	8	8	8	8	46
34	7	7	8	8	8	8	46
35	7	7	7	7	7	7	42
36	8	8	8	8	8	8	48
37	7	7	7	7	7	7	42
38	9	8	7	8	8	7	47
39	5	6	7	7	8	6	39
40	7	8	9	9	8	9	50
41	7	7	7	7	8	9	45
42	7	5	5	6	7	5	35
43	4	6	6	5	6	5	32
44	7	7	8	8	8	7	45
45	6	5	7	6	5	5	34
46	5	5	7	5	8	5	35
47	7	5	9	7	8	6	42
48	7	7	8	8	7	8	45
49	8	7	7	5	7	6	40
50	8	7	3	2	8	3	31
ผลรวม	346	339	349	354	370	356	2093

หมายเหตุ ตัวอย่างที่ 1 - 3 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากก่อนการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่ 4 - 6 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากหลังการติดตั้งระบบ

ตารางที่ ฏ.2 ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทางประสาทสัมผัสทางด้านลักษณะที่ปรากฏของผลิตภัณฑ์ ตัวอย่าง C- 15

ก่อนและหลังติดตั้งระบบจากผู้ทดสอบชิม 50 คน

ผู้ทดสอบชิม			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2		3	4	5	
1	6	9	8	8	9	8	48
2	6	7	7	7	7	7	41
3	7	7	7	7	7	7	42
4	8	8	8	8	8	8	48
5	7	7	7	7	7	7	42
6	9	8	8	8	8	8	49
7	8	8	8	8	8	8	48
8	7	7	7	7	7	7	42
9	7	7	6	7	6	7	40
10	7	7	7	7	7	7	42
11	9	8	8	8	8	9	50
12	5	5	5	5	5	5	30
13	5	7	7	5	5	7	36
14	6	6	6	6	6	6	36
15	7	7	7	7	7	7	42
16	7	7	7	7	7	7	42
17	6	6	6	6	6	6	36
18	6	6	6	7	6	7	38
19	7	8	8	8	8	8	47
20	6	6	5	6	6	6	35
21	6	6	6	6	5	5	34
22	7	8	7	8	7	7	44
23	8	8	7	9	8	7	47
24	6	9	7	7	9	7	45
25	8	8	8	8	9	9	50

ตารางที่ ๒.2 (ต่อ)

ผู้ทดสอบชิม			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2	3	4	5	6	
26	8	7	7	7	7	7	43
27	8	9	7	7	8	7	46
28	7	7	7	7	7	7	42
29	7	6	8	7	8	7	43
30	7	7	7	7	7	7	42
31	6	5	7	8	9	5	40
32	5	5	5	5	5	5	30
33	8	8	8	8	8	8	48
34	5	5	4	6	7	8	35
35	6	6	8	6	8	8	42
36	6	5	6	8	8	8	41
37	7	7	7	7	7	7	42
38	7	6	6	7	7	8	41
39	6	6	7	7	7	8	41
40	8	8	8	8	8	8	48
41	8	7	7	7	9	8	46
42	7	7	7	7	7	7	42
43	5	5	5	5	5	7	32
44	5	5	8	8	8	7	41
45	5	5	5	5	5	5	30
46	7	8	6	5	8	5	39
47	7	8	6	7	5	9	42
48	9	9	8	7	8	8	49
49	6	6	6	6	6	6	36
50	7	7	7	7	7	8	43
ผลรวม	339	346	343	350	360	361	2078

หมายเหตุ ตัวอย่างที่ 1 - 3 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากก่อนการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่ 4 - 6 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากหลังการติดตั้งระบบ

ตารางที่ ๓.3 ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทางประสาทสัมผัสทางด้านการยอมรับโดยรวมของผลิตภัณฑ์ ตัวอย่าง C- 15
ก่อนและหลังติดตั้งระบบจากผู้ทดสอบ 50 คน

ผู้ทดสอบ			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2	3	4	5	6	
1	8	9	8	8	9	8	50
2	7	6	7	7	7	7	41
3	6	7	8	6	7	8	42
4	8	8	7	8	7	8	46
5	7	7	7	7	7	7	42
6	7	7	7	7	7	7	42
7	8	6	8	8	8	8	46
8	6	7	7	7	7	7	41
9	6	3	4	2	6	4	25
10	7	7	7	7	7	7	42
11	8	7	7	7	7	7	43
12	6	6	6	6	6	6	36
13	5	5	5	5	5	5	30
14	6	6	6	7	6	7	38
15	7	7	7	7	7	7	42
16	7	7	7	7	7	7	42
17	7	7	7	7	7	7	42
18	5	5	5	6	5	7	33
19	7	8	8	8	8	8	47
20	7	5	6	5	6	5	34
21	7	4	6	6	5	4	32
22	7	7	7	7	7	7	42
23	7	9	8	8	9	8	49
24	4	8	5	6	9	7	39
25	8	8	7	8	9	9	49

ตารางที่ ๓.3 (ต่อ)

ผู้ทดสอบ			ตัวอย่างที่				ผลรวม
	1	2	3	4	5	6	
26	9	6	6	7	5	8	41
27	8	9	7	8	8	8	48
28	8	6	5	5	7	5	36
29	8	8	7	8	8	8	47
30	8	8	7	6	9	8	46
31	7	7	7	7	9	7	44
32	6	6	7	7	8	8	42
33	7	7	8	8	8	8	46
34	7	7	7	8	8	9	46
35	7	7	7	7	7	7	42
36	7	7	7	7	7	7	42
37	7	7	7	7	7	7	42
38	9	8	7	8	8	7	47
39	5	6	7	7	8	6	39
40	7	8	9	9	8	9	50
41	7	8	7	7	7	9	45
42	7	5	5	6	7	6	36
43	6	7	4	7	6	5	35
44	7	7	8	8	8	7	45
45	5	5	6	5	5	5	31
46	6	5	7	5	8	5	36
47	7	6	9	7	5	8	42
48	7	8	9	8	7	8	47
49	8	7	7	7	7	7	43
50	7	6	3	6	8	7	37
ผลรวม	346	339	340	346	363	357	2070

หมายเหตุ ตัวอย่างที่ 1 - 3 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากก่อนการติดตั้งระบบ

ตัวอย่างที่ 4 - 6 เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากหลังการติดตั้งระบบ

ญ.8 การวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการประเมิน

ขั้นตอนในการวิเคราะห์ความแปรปรวน ลักษณะกลิ่นและรสชาติ

1. จากข้อมูลการประเมินในตารางที่ ญ.1 ข้อมูลโดยทำการรวมคะแนนทั้งแถวและคอลัมน์ ทำให้ได้ผลรวมในแต่ละแถวและแต่ละคอลัมน์
2. กำหนดข้อสมมุติฐานทางสถิติบนพื้นฐานของวัตถุประสงค์ของการศึกษา

$$H_0 : \mu A = \mu B = \mu C = \mu D = \mu E = \mu F$$

$$H_a : \mu A \neq \mu B \neq \mu C \neq \mu D \neq \mu E \neq \mu F$$

จำแนกระดับความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ $\alpha = 0.05$ หรือร้อยละ 5

3. คำนวณข้อมูลที่เป็นดังแสดงในตารางข้างล่างนี้

$$\begin{aligned} 3.1 \text{ ค่าปรับ (Correction Factor)} &= \frac{(\text{ผลรวมของข้อมูลทั้งหมด})^2}{(\text{จำนวนข้อมูลทั้งหมด})} \\ &= 2,093^2 / 50 \cdot 6 \\ &= 14,602.16 \end{aligned}$$

3.2 ผลรวมกำลังสองของผู้ทดสอบชิม (Sum of Squares for Panelists, SSP)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของผู้ทดสอบชิมในแต่ละคนหารด้วยจำนวนของการประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSP &= ((53^2 + 41^2 + 39^2 + \dots + 40^2 + 31^2) / 6) - 14,602.16 \\ SSP &= 213.00 \end{aligned}$$

3.3 ผลรวมกำลังสองของตัวอย่าง (Sum of Squares for Sample, SSS)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของแต่ละตัวอย่างหารด้วยจำนวนของการประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSS &= ((345^2 + 337^2 + 336^2 + 350^2 + 365^2 + 350^2) / 50) - 14,602.16 \\ SSS &= 8.54 \end{aligned}$$

3.4 ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมด (Total Sum of Squares, TSS)

$$\begin{aligned} TSS &= ((9^2 + 8^2 + 9^2 + \dots + 8^2 + 3^2) - 14,602.16 \\ TSS &= 448.84 \end{aligned}$$

3.5 ผลรวมกำลังสองของความคลาดเคลื่อน (Error Sum of Squares. ESS)

$$ESS = 448.84 - (213 + 8.54) = 227.3$$

3.6 ระดับความอิสระ (Degree of freedom, df) = จำนวนของปัจจัย - 1

df ของตัวอย่างที่ 1	= 5
df ของผู้ทดสอบชิม	= 49
df ของทั้งหมด	= 299
df ของความคลาดเคลื่อน	= 245

3.7 ค่าเฉลี่ยกำลังสอง (Mean Squares = MS = SS/df)

MS ของตัวอย่าง	= 8.54 / 5	= 1.708
MS ของผู้ทดสอบชิม	= 213 / 49	= 4.35
MS Error	= 227.30 / 245	= 0.93

3.8 ค่า Computed F value (FC) = MS ของตัวอย่าง / MS ของความคลาดเคลื่อน

$$FC = 1.84$$

Ft = ค่า F จากตารางที่ระดับ α ที่กำหนด และ df ของเลขที่เขียนข้างบนเศษส่วน (df1)

และ df ของตัวหาร (df2)

$$F_t = F_{\alpha} = 0.05 ; df_1 = 5 \text{ } df_2 = 49$$

$$F_t = F_{\alpha, df_1, df_2} = F_{0.05, (5, 49)} = 2.21$$

4. สร้างตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน ดังนี้

ตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA)

แหล่งความแปรปรวน	df	SS	MS	Fc	Ft
ตัวอย่าง	5	8.54	1.708	1.84	2.21
ผู้ทดสอบชิม	49	213.00	4.35	4.68	1.22
ค่าความคลาดเคลื่อน	245	227.30	0.93		
ทั้งหมด	299	448.84			
*ความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับร้อยละ 5					

จากผลการคำนวณพบว่าค่า $F_c <$ ค่า F_t จึงยอมรับ H_0 นั้นหมายความว่าตัวอย่างทั้ง 6 ตัวอย่างไม่มีความแตกต่างกัน จึงสามารถสรุปได้ว่า การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่นั้นไม่มีผลต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์ ในการยอมรับของผู้บริโภคทางด้านกลิ่นและรสชาติอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

ขั้นตอนในการวิเคราะห์ความแปรปรวน ลักษณะที่ปรากฏ

1. จากข้อมูลการประเมินในตารางที่ ฏ.2 ข้อมูลโดยทำการรวมคะแนนทั้งแถวและคอลัมน์ ทำให้ได้ผลรวมในแต่ละแถวและแต่ละคอลัมน์
2. กำหนดข้อสมมุติฐานทางสถิติบนพื้นฐานของวัตถุประสงค์ของการศึกษา

$$H_0 : \mu A = \mu B = \mu C = \mu D = \mu E = \mu F$$

$$H_a : \mu A \neq \mu B \neq \mu C \neq \mu D \neq \mu E \neq \mu F$$

จำแนกระดับความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ $\alpha = 0.05$ หรือร้อยละ 5

3. คำนวณข้อมูลที่เป็นดังแสดงในตารางข้างล่างนี้

$$\begin{aligned} 3.1 \text{ ค่าปรับ (Correction Factor)} &= \frac{(\text{ผลรวมของข้อมูลทั้งหมด})^2}{(\text{จำนวนข้อมูลทั้งหมด})} \\ &= 2,078^2 / 50 \cdot 6 \\ &= 14,393.6 \end{aligned}$$

3.2 ผลรวมกำลังสองของผู้ทดสอบชิม (Sum of Squares for Panelists, SSP)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของผู้ทดสอบชิมในแต่ละคนหารด้วย} \\ &\text{จำนวนของการประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSP &= ((48^2 + 41^2 + 42^2 + \dots + 43^2 + 36^2) / 6) - 14,393.6 \\ SSP &= 228.387 \end{aligned}$$

3.3 ผลรวมกำลังสองของตัวอย่าง (Sum of Squares for Sample, SSS)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของแต่ละตัวอย่างหารด้วยจำนวนของการ} \\ &\text{ประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSS &= ((338^2 + 344^2 + 340^2 + 346^2 + 355^2 + 355^2) / 50) - 14,393.6 \\ SSS &= 5.307 \end{aligned}$$

3.4 ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมด (Total Sum of Squares, TSS)

$$\begin{aligned} TSS &= ((6^2 + 9^2 + 8^2 + \dots + 7^2 + 8^2) - 14,393.6 \\ TSS &= 354.387 \end{aligned}$$

3.5 ผลรวมกำลังสองของความคลาดเคลื่อน (Error Sum of Squares. ESS)

$$ESS = 354.387 - (228.387 + 5.307) = 120.693$$

3.6 ระดับความอิสระ (Degree of freedom, df) = จำนวนของปัจจัย - 1

df ของตัวอย่างที่ 1	= 5
df ของผู้ทดสอบชิม	= 49
df ของทั้งหมด	= 299
df ของความคลาดเคลื่อน	= 245

3.7 ค่าเฉลี่ยกำลังสอง (Mean Squares = MS = SS/df)

MS ของตัวอย่าง	= 5.307 / 5	= 1.061
MS ของผู้ทดสอบชิม	= 228.387 / 49	= 4.66
MS Error	= 120.693 / 245	= 0.493

3.8 ค่า Computed F value (FC) = MS ของตัวอย่าง / MS ของความคลาดเคลื่อน

$$FC = 2.15$$

Ft = ค่า F จากตารางที่ระดับ α ที่กำหนด และ df ของเลขที่เขียนข้างบนเศษ

ส่วน (df1) และ df ของตัวหาร (df2)

$$F_t = F_{\alpha} = 0.05 ; df_1 = 5 \quad df_2 = 49$$

$$F_t = F_{\alpha, df_1, df_2} = F_{0.05, (5, 49)} = 2.21$$

4. สร้างตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน ดังนี้

ตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA)

แหล่งความแปรปรวน	df	SS	MS	Fc	Ft
ตัวอย่าง	5	5.307	1.061	2.15	2.21
ผู้ทดสอบชิม	49	228.387	4.661	9.46	1.22
ค่าความคลาดเคลื่อน	245	120.693	.493		
ทั้งหมด	299	354.387			

*ความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับร้อยละ 5

จากผลการคำนวณพบว่าค่า $F_c < F_t$ จึงยอมรับ H_0 นั้นหมายความว่าตัวอย่างทั้ง 6 ตัวอย่าง ไม่มีความแตกต่างกัน จึงสามารถสรุปได้ว่า การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่นั้นไม่มีผลต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์ในการยอมรับของผู้บริโภคทางด้านลักษณะที่ปรากฏ อย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95%

ขั้นตอนในการวิเคราะห์ความแปรปรวน การยอมรับรวม

1. จากข้อมูลการประเมินในตารางที่ ฏ.3 ข้อมูลโดยทำการรวมคะแนนทั้งแถวและคอลัมน์ ทำให้ได้ผลรวมในแต่ละแถวและแต่ละคอลัมน์

2. กำหนดข้อสมมุติฐานทางสถิติบนพื้นฐานของวัตถุประสงค์ของการศึกษา

$$H_0 : \mu A = \mu B = \mu C = \mu D = \mu E = \mu F$$

$$H_a : \mu A \neq \mu B \neq \mu C \neq \mu D \neq \mu E \neq \mu F$$

จำแนกระดับความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ $\alpha = 0.05$ หรือร้อยละ 5

3. คำนวณข้อมูลที่เป็นดังแสดงในตารางข้างล่างนี้

$$\begin{aligned} 3.1 \text{ ค่าปรับ (Correction Factor)} &= \frac{(\text{ผลรวมของข้อมูลทั้งหมด})^2}{(\text{จำนวนข้อมูลทั้งหมด})} \\ &= 2,070^2 / 50 \cdot 6 \\ &= 14,283 \end{aligned}$$

- 3.2 ผลรวมกำลังสองของผู้ทดสอบชิม (Sum of Squares for Panelists, SSP)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของผู้ทดสอบชิมในแต่ละคนหารด้วย} \\ &\text{จำนวนของการประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSP &= ((50^2 + 41^2 + 42^2 + \dots + 43^2 + 37^2) / 6) - 14,283 \\ SSP &= 250.33 \end{aligned}$$

- 3.3 ผลรวมกำลังสองของตัวอย่าง (Sum of Squares for Sample, SSS)

$$\begin{aligned} &= (\text{ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมดของแต่ละตัวอย่างหารด้วยจำนวนของการ} \\ &\text{ประเมินในแต่ละตัวอย่าง}) - (\text{ค่าปรับ}) \\ SSS &= ((345^2 + 337^2 + 337^2 + 342^2 + 352^2 + 351^2) / 50) - 14,283 \\ SSS &= 6.84 \end{aligned}$$

3.4 ผลรวมกำลังสองของข้อมูลทั้งหมด (Total Sum of Squares, TSS)

$$TSS = ((8^2 + 9^2 + 8^2 + \dots + 8^2 + 7^2) - 14,283)$$

$$TSS = 419$$

3.5 ผลรวมกำลังสองของความคลาดเคลื่อน (Error Sum of Squares, ESS)

$$ESS = 419 - (250.33 + 6.84) = 161.83$$

3.6 ระดับความอิสระ (Degree of freedom, df) = จำนวนของปัจจัย - 1

$$\text{df ของตัวอย่างที่ 1} = 5$$

$$\text{df ของผู้ทดสอบชิม} = 49$$

$$\text{df ของทั้งหมด} = 299$$

$$\text{df ของความคลาดเคลื่อน} = 245$$

3.7 ค่าเฉลี่ยกำลังสอง (Mean Squares = MS = SS/df)

$$\text{MS ของตัวอย่าง} = 8.54 / 5 = 1.37$$

$$\text{MS ของผู้ทดสอบชิม} = 213 / 49 = 5.11$$

$$\text{MS Error} = 227.30 / 245 = 0.66$$

3.8 ค่า Computed F value (FC) = MS ของตัวอย่าง / MS ของความคลาดเคลื่อน

$$FC = 2.07$$

$$F_t = \text{ค่า } F \text{ จากตารางที่ระดับ } \alpha \text{ ที่กำหนด และ df ของเลขที่เขียนข้างบนเศษส่วน (df1)}$$

และ df ของตัวหาร (df2)

$$F_t = F_{\alpha} = 0.05 ; df_1 = 5 \text{ } df_2 = 49$$

$$F_t = F_{\alpha, df_1, df_2} = F_{0.05, (5, 49)} = 2.21$$

4. สร้างตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน ดังนี้

ตารางวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA)

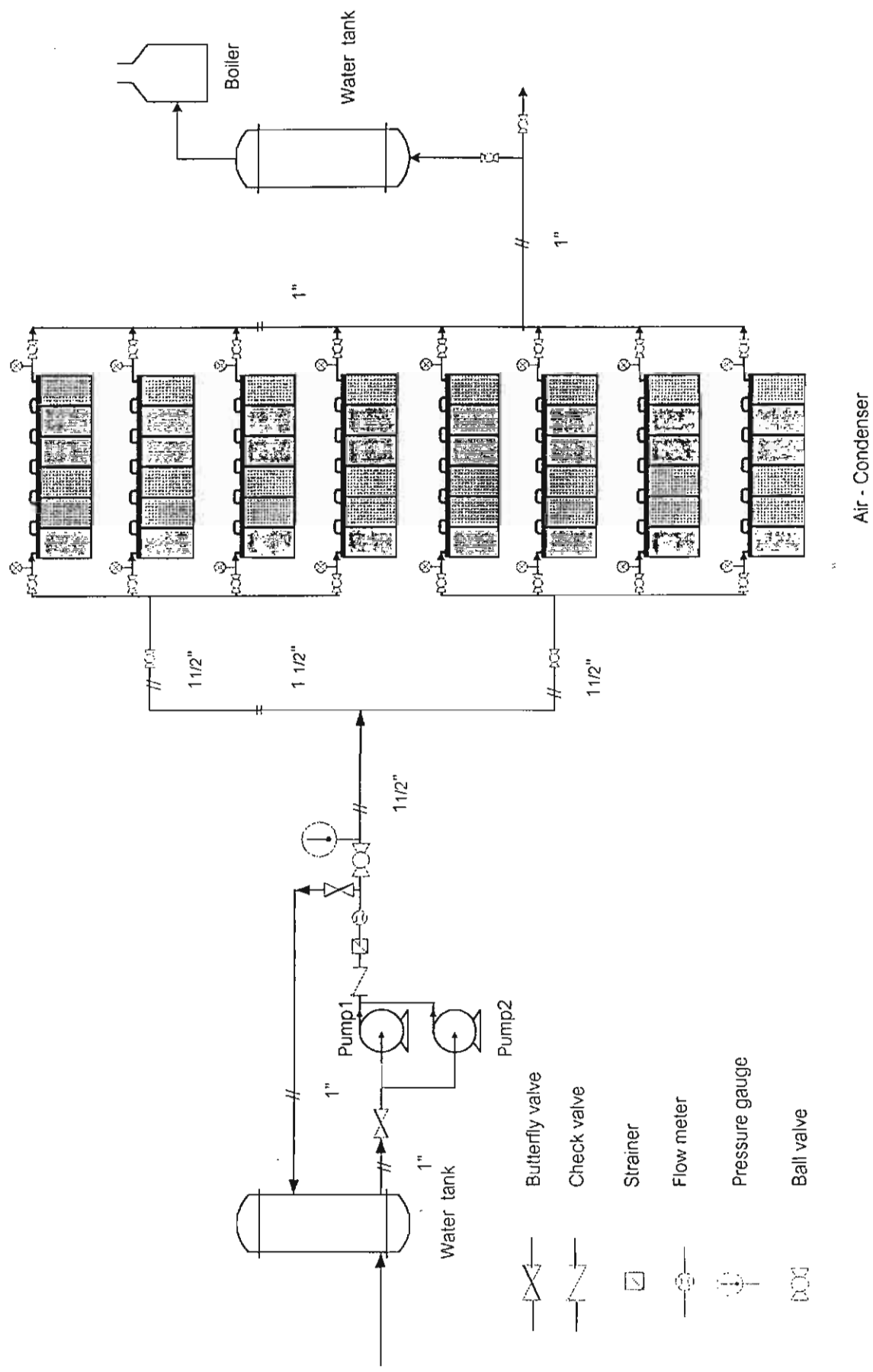
แหล่งความแปรปรวน	df	SS	MS	Fc	Ft
ตัวอย่าง	5	6.84	1.37	2.07	2.21
ผู้ทดสอบชิม	49	250.33	5.11	7.74	1.22
ค่าความคลาดเคลื่อน	245	161.83	0.66		
ทั้งหมด	299	419			
*ความมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับร้อยละ 5					

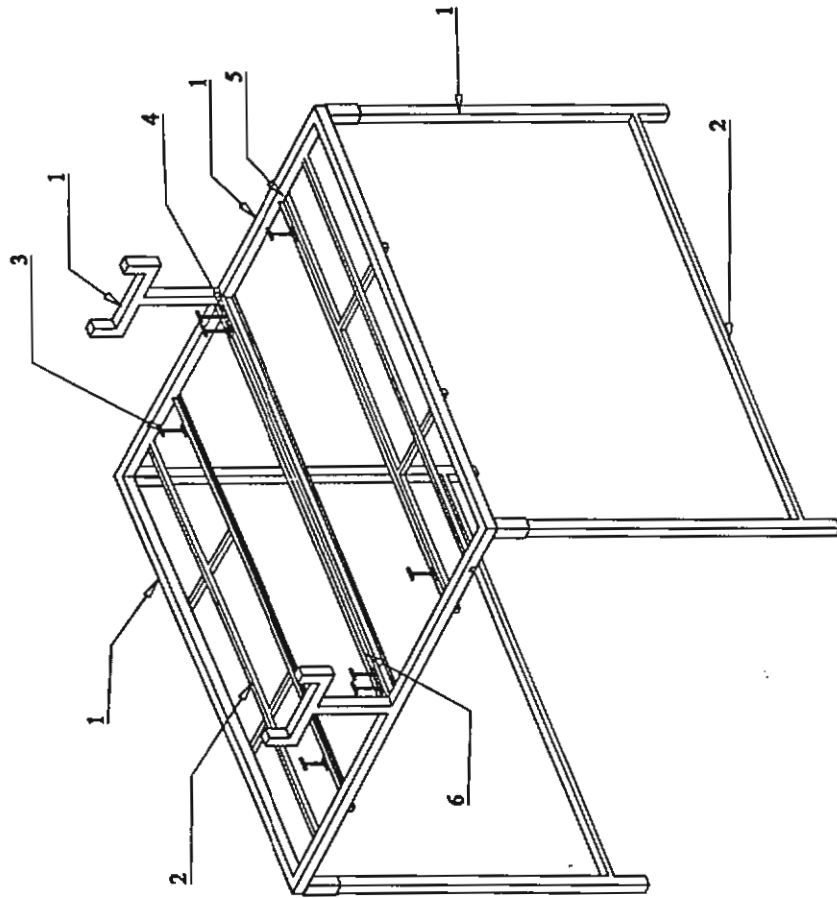
จากผลการคำนวณพบว่าค่า $F_c < F_t$ จึงยอมรับ H_0 นั้นหมายความว่าตัวอย่างทั้ง 6 ตัวอย่าง ไม่มีความแตกต่างกัน จึงสามารถสรุปได้ว่า การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่นั้นไม่มีผลต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์ในการยอมรับทางด้านการยอมรับรวมของผู้บริโภคอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

สามารถสรุปได้ว่า การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่นั้นไม่มีผลต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์ในการยอมรับทางด้านการประเมินประสาทสัมผัสของผู้บริโภคอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

แบบแปลนระบบ

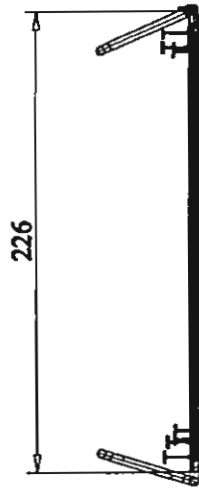
แผนผัง “ระบบนำความรื้อนึ่งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอมพิวเตอร์สำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เชิงเครื่องยนต์แก๊สเปลี่ยนความรื้อนึ่ง”



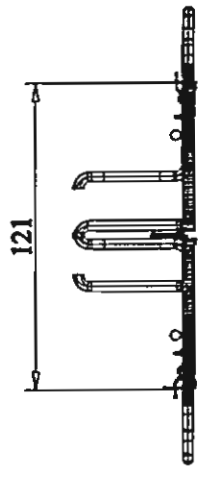


1. เหล็กกล่อง ขนาด 2 นิ้ว x 2 นิ้ว
2. เหล็กกล่อง ขนาด 1 นิ้ว x 1 นิ้ว
3. เกสยาวปรับระดับ
4. เหล็กกล่องรูปตัวยู ขนาด 2 นิ้ว x 1 นิ้ว
5. เหล็กฉาก ขนาด 1 นิ้ว x 1 นิ้ว
6. เหล็กกล่อง ขนาด 2 นิ้ว x 1 นิ้ว

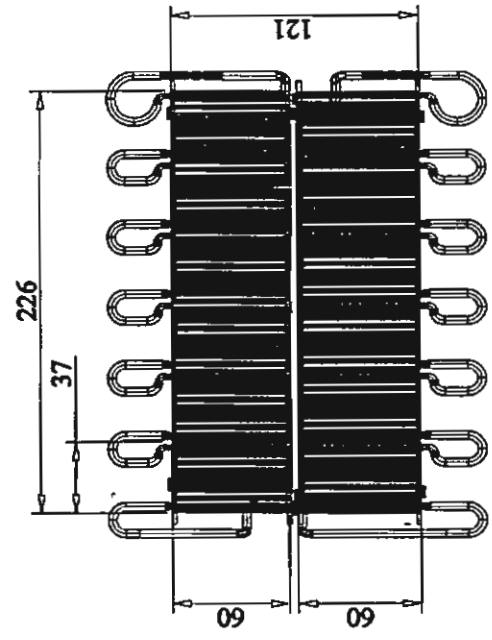
ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ผู้ตรวจแบบ	ณัฐ วรยศ	
มาตรฐาน 1:25	ชุดโครงสร้างเหล็กรองรับ	
แผ่นที่		



FRONT VIEW



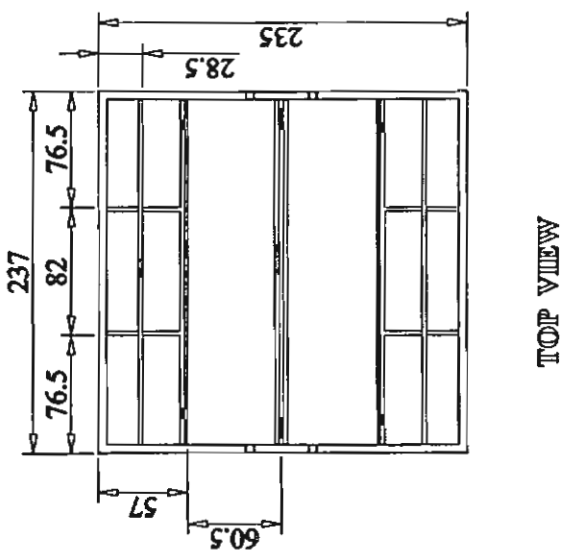
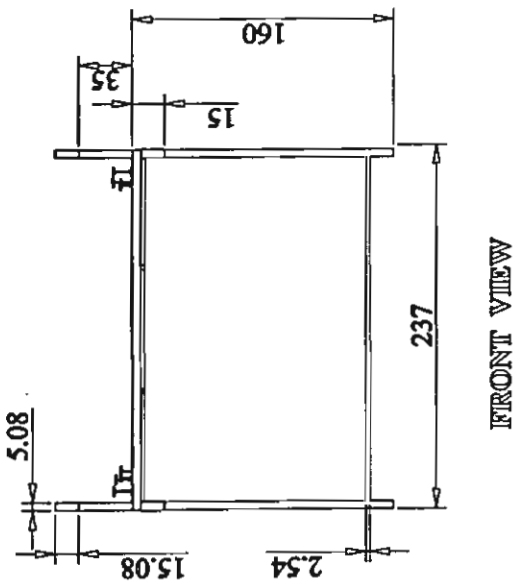
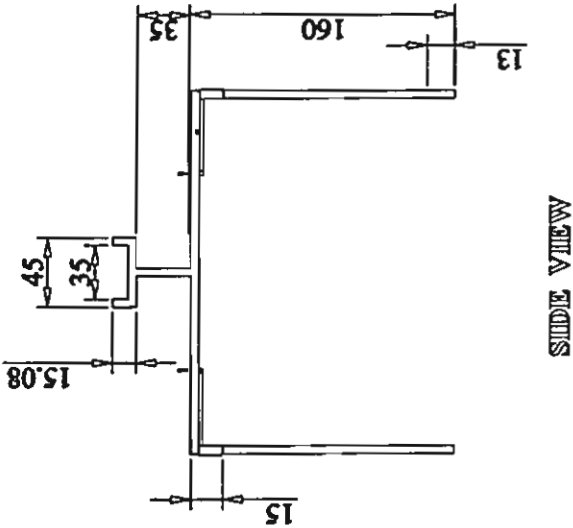
SIDE VIEW



TOP VIEW

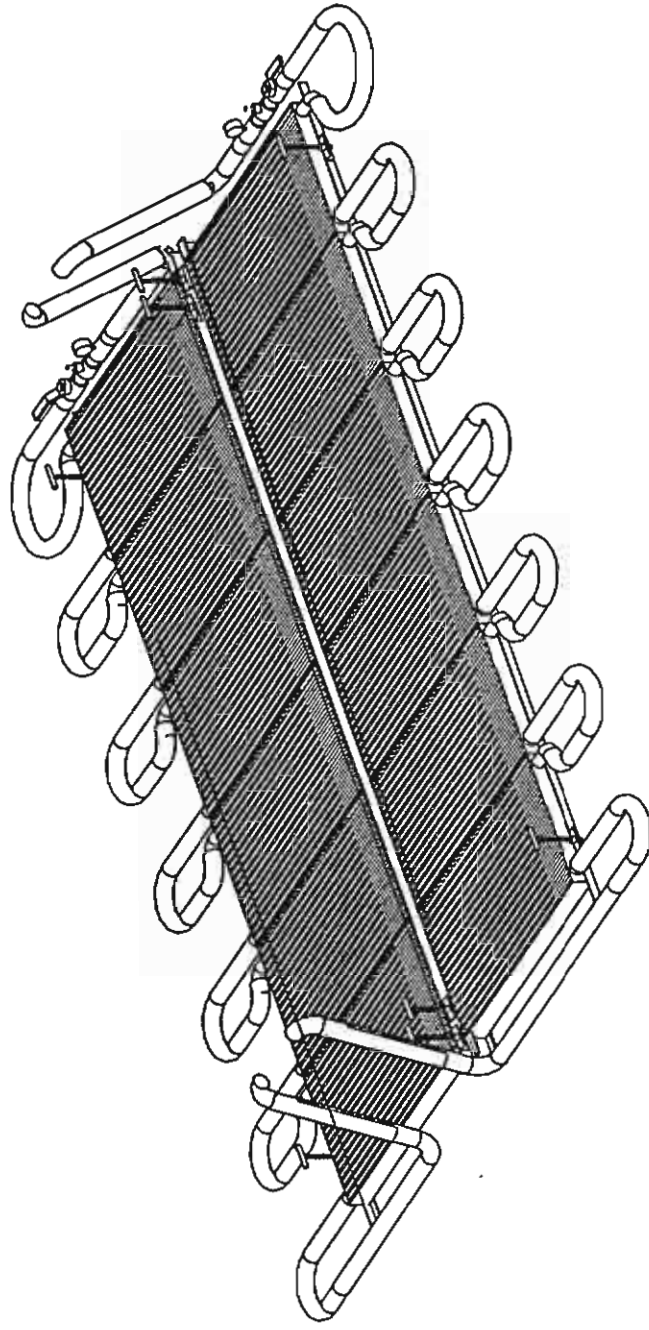
ทุกขนาดมีหน่วยเป็นเซนติเมตร

ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ผู้ตรวจแบบ	ณัฐ วรยศ	
มาตราส่วน 1:25	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน (คอนเดนเซอร์รถยนต์)	
แผ่นที่		

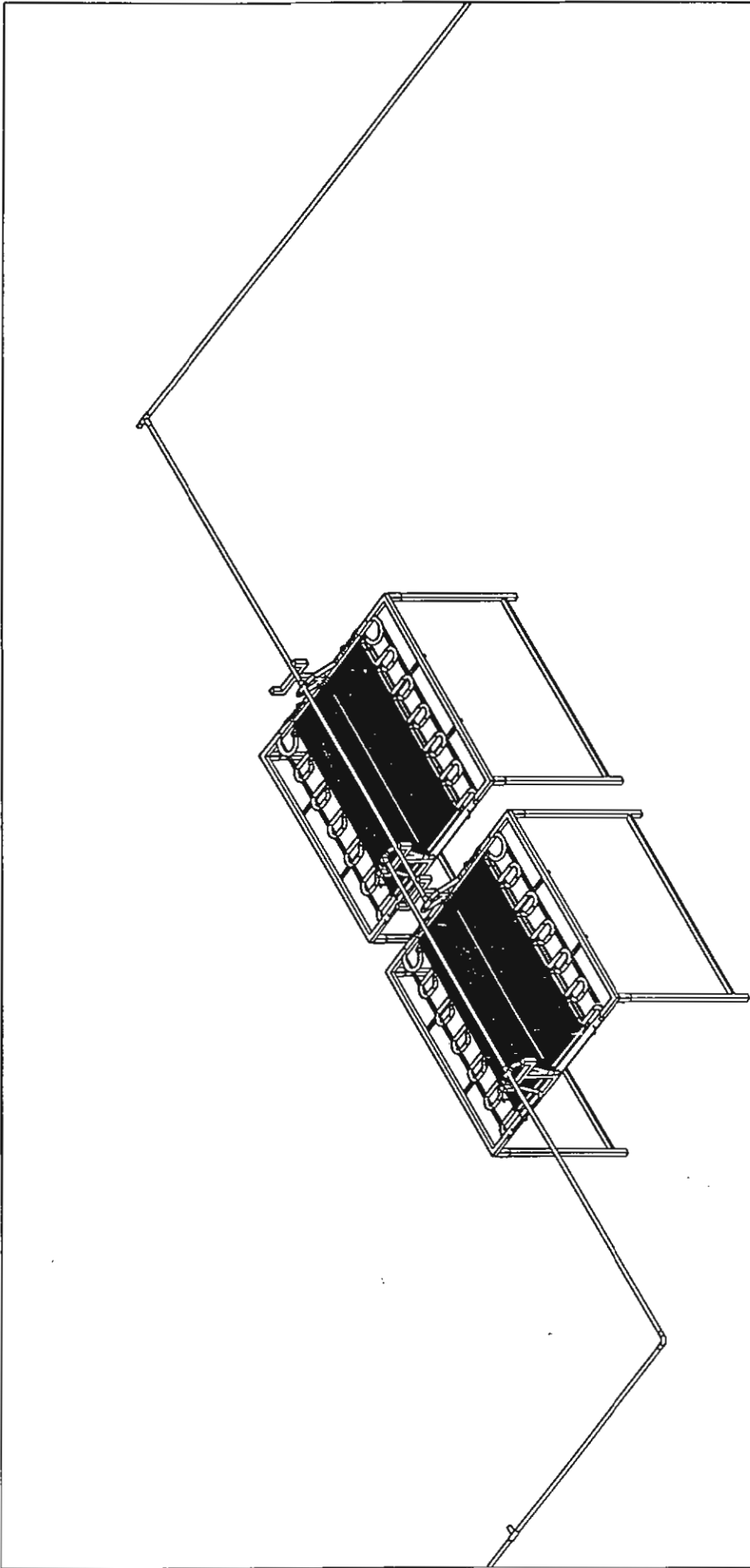


ทุกขนาดเป็นหน่วยเป็นเซนติเมตร

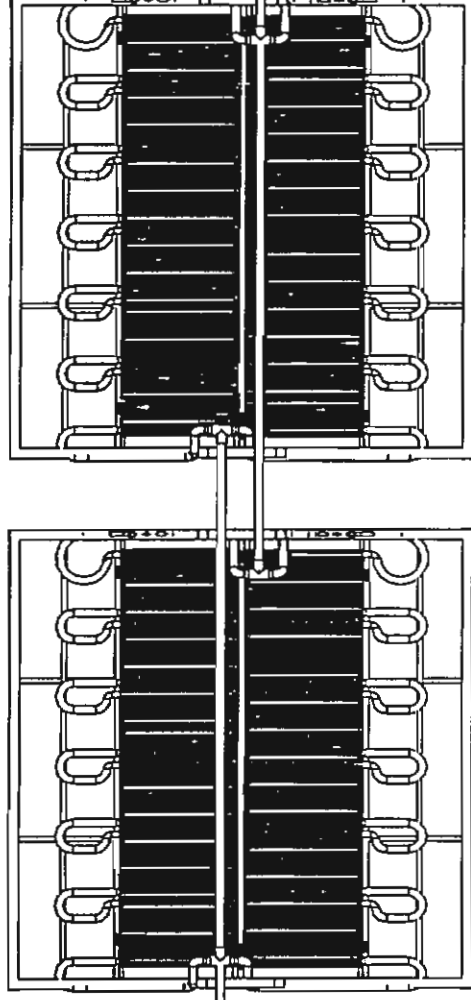
ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ผู้ตรวจแบบ	
มาตราส่วน 1:25	ชุดโครงสร้างหลักรองรับ	
	แผ่นที่	



ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
ผู้ตรวจแบบ	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน (คอนเดนเซอร์รถยนต์)		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			

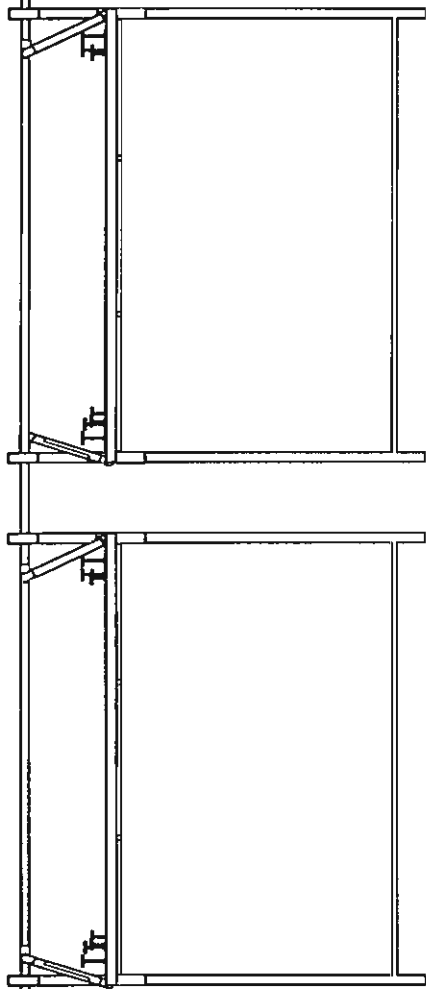


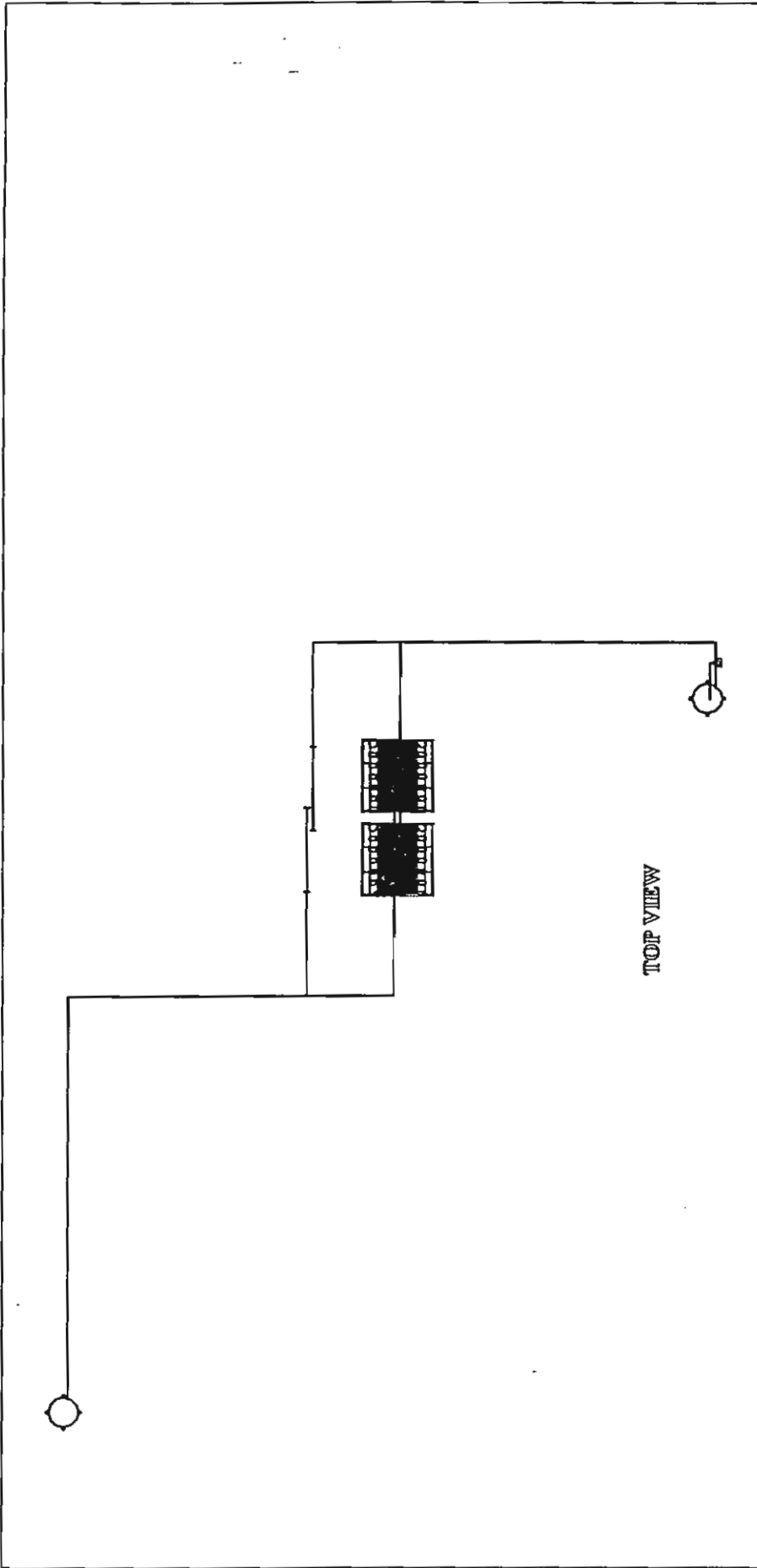
ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน		
	จำนวน 4 ชุด		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			



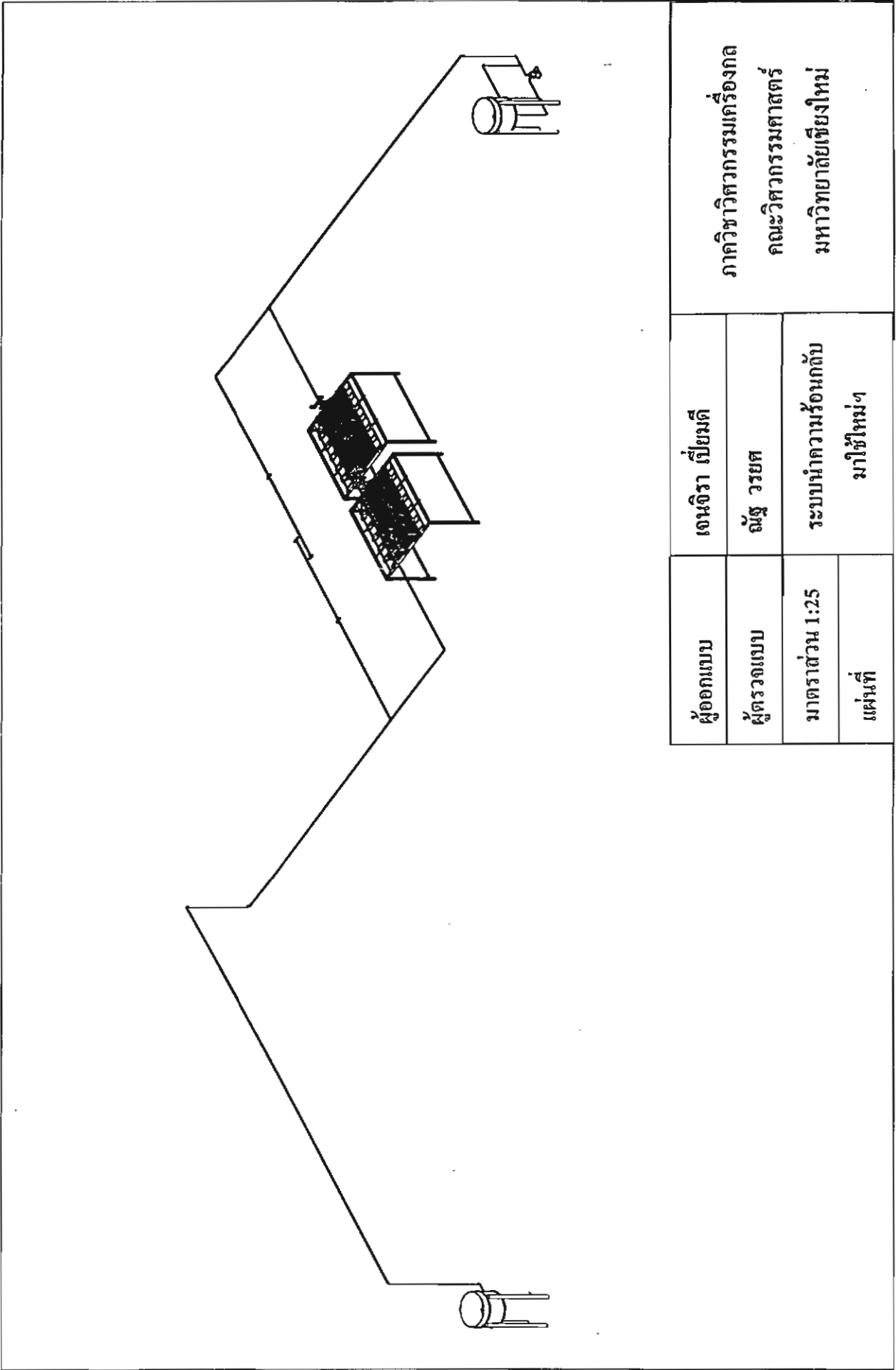
TOP VIEW

ผู้ออกแบบ	เทนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่	จำนวน 4 ชุด		

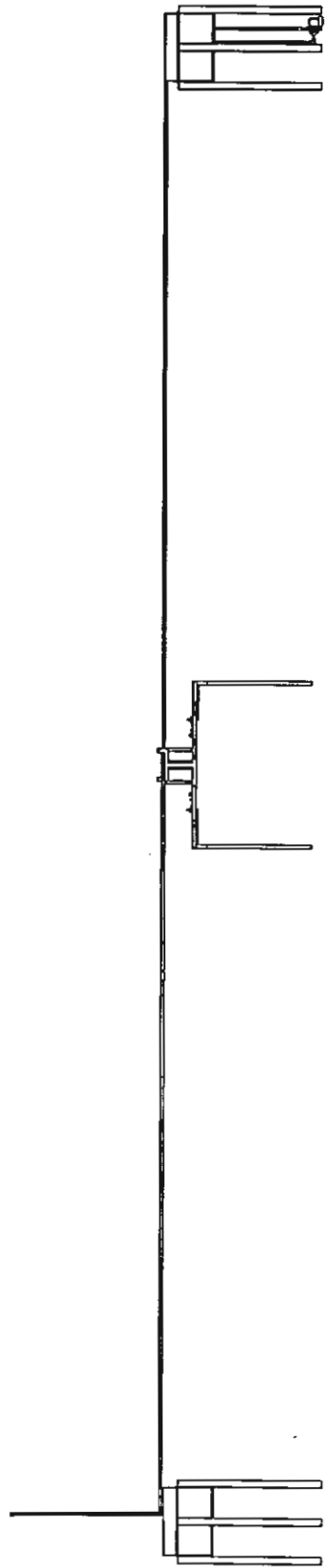
		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่		
ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี			
ผู้ตรวจแบบ	ณัฐ วรยศ			
มาตรฐานส่วน 1:25	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน			
แผนที่		จำนวน 4 ชุด		



ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรรณศ		
ผู้ตรวจแบบ	ระบบนำความร้อนกลับ มาใช้ใหม่		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			

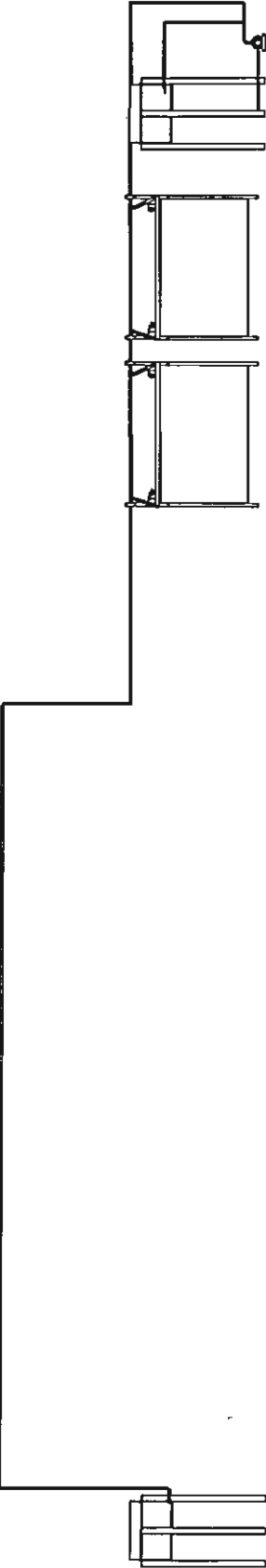


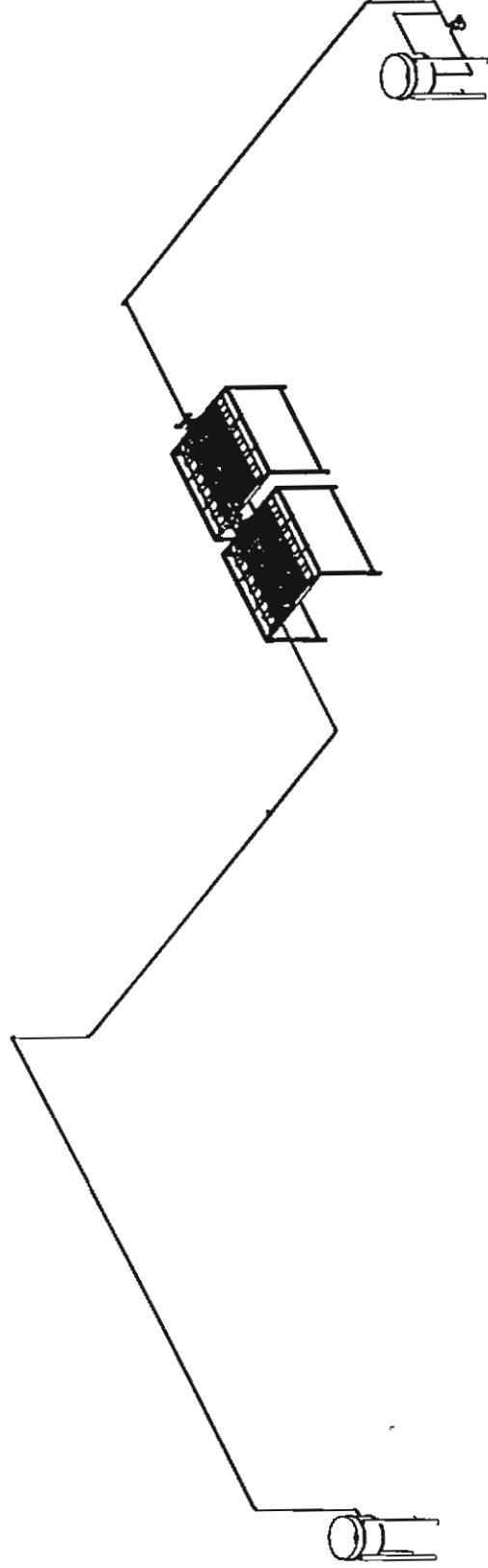
ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
	ระบบนำความร้อนกับ มาใช้ใหม่ ๆ		
	มาตราส่วน 1:25		
แผนที่			



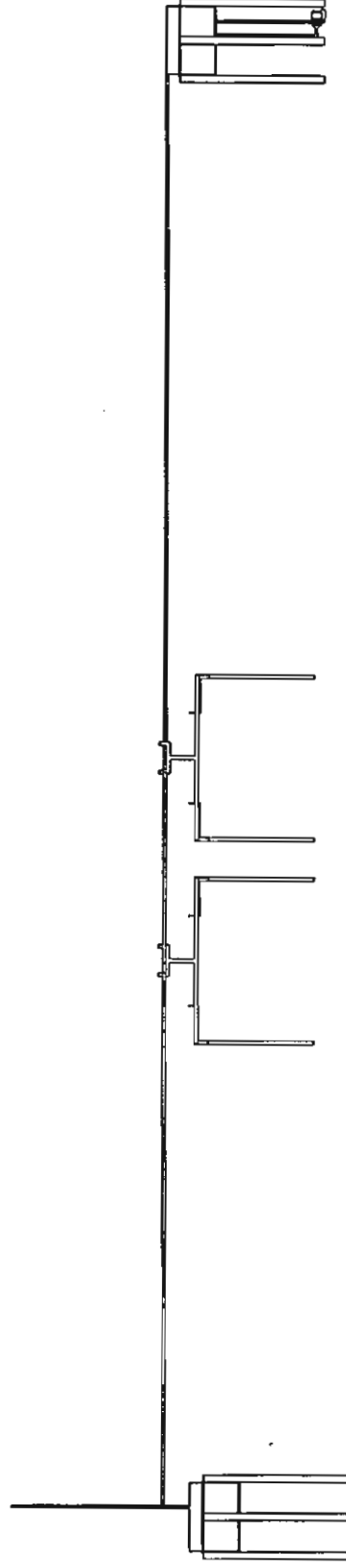
SIDE VIEW

ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ผู้ตรวจแบบ	
	มาตรฐานส่วน 1:25	
แผ่นที่	ระบบนำความร้อนกลับ มาใช้ใหม่ ๆ	

				ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่	
				เจณจิรา เปี่ยมดี	
				ณัฐ วรยศ	
				ระบบนำความร้อนกลับ	
FRONT VIEW				ผู้ออกแบบ ผู้ตรวจแบบ มาตราส่วน 1:25 แผ่นที่	มาใหม่ ๆ

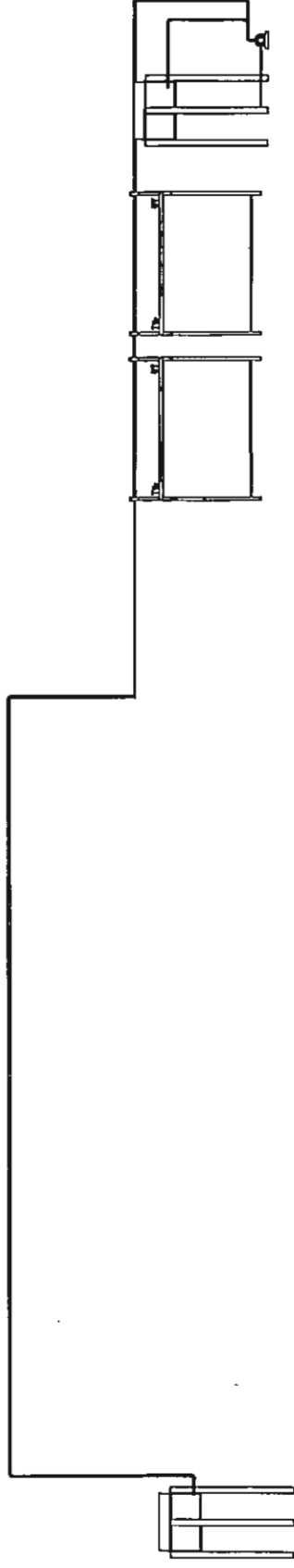


ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
	ระบบนำความร่อนกลับ		
	มาใช้ใหม่		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			



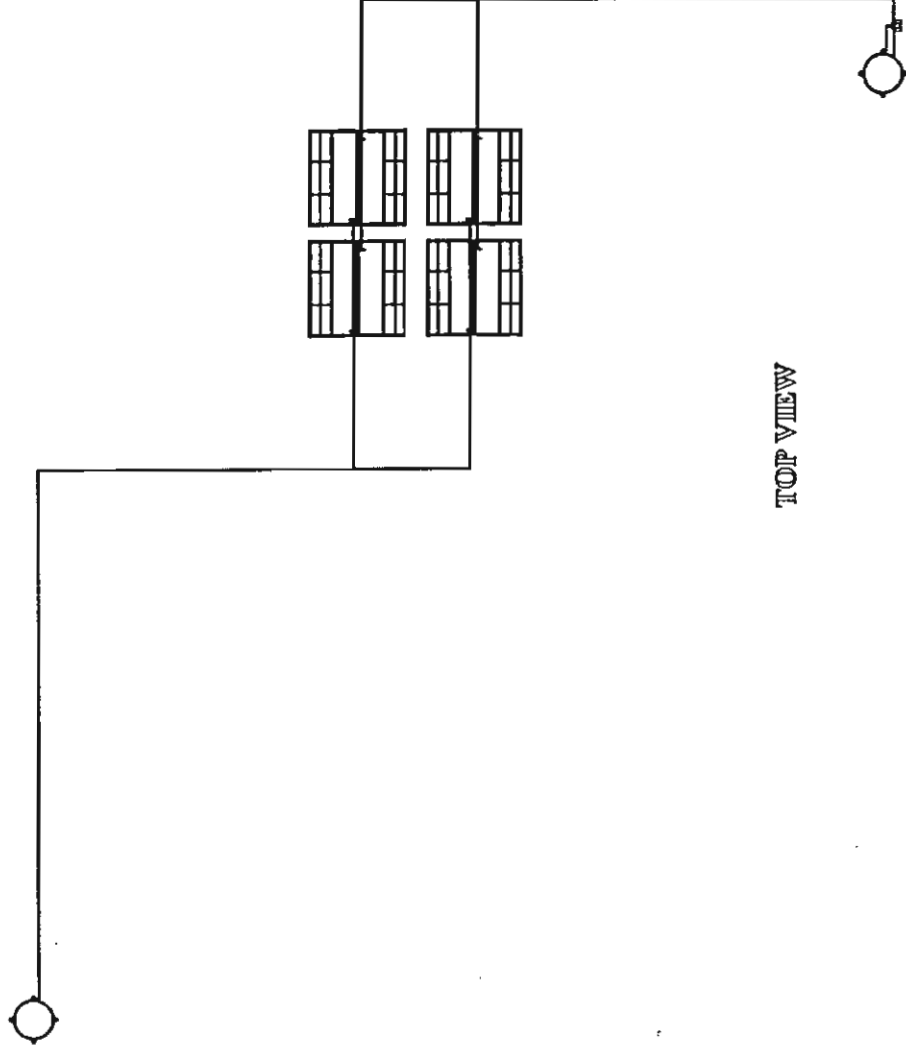
SIDE VIEW

ผู้ออกแบบ	เจณจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วยยศ		
	ระบบนำความร้อนกลับ มาใช้ใหม่ ๆ		
ผู้ตรวจแบบ			
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			



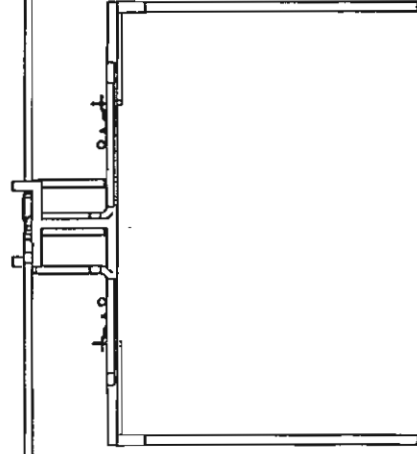
FRONT VIEW

ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
ผู้ตรวจแบบ	ระบบนำความร้อนกลับ มาใช้ใหม่ฯ		
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			



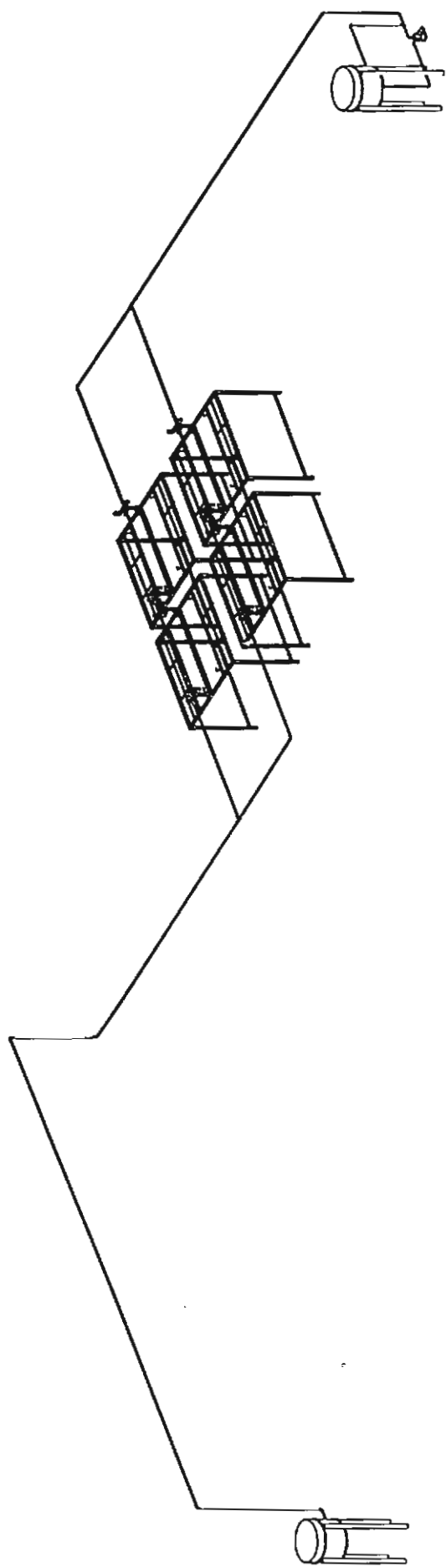
TOP VIEW

ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วรยศ		
	ระบบนำความร้อนกลับ		
	มาใช้ใหม่ ๆ		
ผู้ตรวจแบบ			
มาตราส่วน 1:25			
แผ่นที่			



SIDE VIEW

ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี		ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
	ณัฐ วยยศ		
	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อน		
	จำนวน 4 ชุด		
มาตราส่วน 1:25		แผ่นที่	



ผู้ออกแบบ	เจนจิรา เปี่ยมดี	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ผู้ตรวจแบบ	ณัฐ วรยศ	
มาตราส่วน 1:25	ระบบนำความร้อนกลับ	
แผ่นที่	มาใช้ใหม่ ๆ	

บทความเข้าร่วมประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 16

ระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศใน รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Waste Heat Recovery System Using Automotive Air Condenser as a Heat Exchanger

เจนจิรา เปี่ยมดี ณัฐ วรยศ วงกต วงศ์อภัย และ นนกุล สิทธิพงษ์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
239 ถ.ห้วยแก้ว อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200
โทรศัพท์ 0-5394-4146 โทรสาร 0-5394-4145

ปานพงศ์ กุโนปกรณ์พันธ์
บริษัท ไทย-นิชิ อินดัสทรี จำกัด นิคมอุตสาหกรรมภาคเหนือ
77 หมู่ 13 ต.มะเขือแจ้ อ.เมือง จ.ลำพูน
โทรศัพท์ 0-53581-222-3 โทรสาร 0-5355-2500

Jenjira PIAMDEE, Nat VORAYOS, Wongkot WONGSAPI and Norkun SITTIPHONG
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang-Mai University
239 Huay Keaw Rd. Muang District, Chiang Mai 50200
Tel: 0-5394-4146 Fax: 0-5394-4145 E-mail: nat@dome.eng.cmu.ac.th

Panupong KUNOPAKANPUN
THAI-NICHI INDUSTRIES CO., LTD Northern Region Industrial Estate,
77 Moo 13, Makhua-Jae Rd, Muang District, Lamphun 51000
Tel: 0-5358-1222 Fax: 0-5355-2500 E-mail: tnichi@lamphun.net

บทคัดย่อ

งานวิจัยในครั้งนี้ได้ทำการออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระแทกที่หาได้ง่ายในท้องตลาดและมีราคาถูก เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอันเป็นการใช้งานกลับทิศทาง โดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่จากกระบวนการผลิตที่อยู่ในรูปของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 120-140 °C ที่ลอยตัวขึ้นอย่างธรรมชาติจากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มในกระบวนการย่างขนมของบริษัท ไทย-นิชิ อินดัสทรี จำกัด จังหวัดลำพูน โดยความร้อนถูกนำมาให้แก่ น้ำป้อนที่ถูกส่งไปยังหม้อไอน้ำที่อัตราการไหล 21 ลิตรต่อนาที ผลจากการทดสอบพบว่า น้ำป้อนเข้าอุณหภูมิ 30 °C อัตราการไหลประมาณ 21 ลิตรต่อนาที ไหลผ่านคอนเดนเซอร์รถยนต์ขนาด 0.356 เมตร x 0.584 เมตร ที่ต่อขนานกัน 8 ชุด โดยแต่ละชุดต่อแบบอนุกรมชุดละ 6 ตัว ได้น้ำร้อนที่ออกจากระบบมีอุณหภูมิเฉลี่ย 81°C และค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบมีค่าต่ำ โดยสามารถคืนทุนในภายในระยะเวลา 1.17 ปี นอกจากนี้พบว่าเมื่อ นำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการทดสอบเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณจากสมการที่กำหนดให้อากาศ

ไหลแบบบังคับเพื่อระบายความร้อนมีค่าต่ำกว่า 118% แต่มีค่าสูงกว่า 54% เมื่อเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณจากสมการที่กำหนดให้ก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติผ่านช่องทางในแนวดิ่งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่ และทั้งนี้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้ในระบบมีค่าประมาณ 1.32 kW/K และ 0.55 ตามลำดับ ในช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน 10-25 ลิตรต่อนาที

Abstract

The main focal points of this research work are to design and build the heat recovery system using automotive air condenser as an alternative heat exchanger unit due to the fact that such the air condenser is inexpensive and very much commercially available. The implementation of the system is carried out in the biscuit lined-oven from which wasted heat is released as naturally buoyant hot air plume with the temperature of 120 - 140 °C inside a facility of Thai-Nichi industries Co.,LTD,

Lamphun. To reduce fuel consumption of the boiler used in the food processing, recovery heat is transferred to boiler-fed water. At the water flow rate of 21 liter/min the temperature of the water increases from 30°C to 81°C after passing through a set of $0.356 \times 0.584 \text{ m}^2$ condensers. This results to less fuel consumption in boiler. 8 sets of 6 condensers connected in series are paralleled. The system is evaluated to have a payback period as low as 1.17 year. However, such implementation is reversed as the condenser is designed to be a cooling system, not the heating system, for the fluid within. It is found out from the experiment that the overall heat transfer coefficient of the condenser is 118% less than calculated from heating the compact heat exchanger with forced convection air flow with the same velocity and 54% large than that calculated from heating with natural convection air flow. In the range of hot water flow rate of 10-25 liter/min the overall heat transfer coefficient and the effectiveness of automotive air condenser are found to be approximately 1.32 kW/K and 0.55, respectively.

1. บทนำ

จากอดีตจนถึงปัจจุบัน ราคาของการใช้พลังงานในรูปแบบต่างๆ ได้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพเต็มที่จะมีความจำเป็นอย่างยิ่ง และเป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าพลังงานความร้อนส่วนหนึ่งจะสูญเสียโดยเปล่าประโยชน์ ไประหว่างกระบวนการผลิตของอุตสาหกรรมเสมอ หากสามารถนำพลังงานความร้อนที่ส่วนนี้กลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์มากที่สุดได้ก็จะเป็นช่วยลดต้นทุนการผลิต และลดปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในประเทศลงได้ หากแต่ในทางปฏิบัตินั้นต้องใช้เงินลงทุนในการติดตั้งระบบค่อนข้างสูง ดังนั้นเพื่อหาแนวทางในการลดต้นทุนในการติดตั้งระบบ ในงานวิจัยนี้จึงออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากเดิมอันเป็นการใช้งานกลับทิศทาง เนื่องจากมีขนาดกระทัดรัด (Compact Heat Exchanger) อีกทั้งมีราคาถูก และหาง่ายในท้องตลาด ซึ่งโดยทั่วไปแล้วคอนเดนเซอร์ดังกล่าวจะทำหน้าที่ระบายความร้อนจากของไหลที่ไหลในท่อ โดยอาศัยการเป็นพื้นผิวที่ผิวในการระบายความร้อน อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้จะใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ที่มีอยู่ในท้องตลาดมาทำหน้าที่ระบายความร้อนให้แก่ของไหลภายในท่อ อันเป็นการใช้งานกลับทิศทาง โดยจะนำความร้อนที่จากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้ม (LPG) ในกระบวนการผลิตกลับมาใช้ใหม่ ความร้อนที่ได้อาจอยู่ในรูปของก๊าซร้อนจากเตาอย่างเช่นที่ลอยตัวขึ้นแบบธรรมชาติของบริษัท ไทย-นิจิ อินดัสทรี จำกัด จังหวัดลำพูน ให้ความร้อนแก่หม้อต้มป้อนส่งไปยังหม้อไอน้ำซึ่งมีอัตราการป้อนน้ำในปัจจุบันในปริมาณ 21 ลิตรต่อ นาที โดยมุ่งหวังลดปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้ ทั้งนี้งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อนำเอาคอนเดนเซอร์รถยนต์ใช้งานเป็นระบบแลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมจริง และเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) และประสิทธิภาพ

(Effectiveness) ของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ถูกนำมาใช้งานกลับทิศทาง โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลอง โดยจะนำมาเปรียบเทียบกับทฤษฎีโดยใช้สมการของ Sahnoun and Webb [3] ซึ่งได้ทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอากาศที่ไหลแบบบังคับเพื่อใช้ระบายความร้อนให้ของไหลที่ไหลในท่อแบบติดครีบบนแบบเกรตทิ์ใช้หม้อไอน้ำรถยนต์ รวมทั้งหาค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการต่อคอนเดนเซอร์เข้าด้วยกัน ตลอดจนวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อเป็นแนวทางในการประยุกต์ใช้ในการออกแบบระบบนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ในลักษณะอื่น ๆ ต่อไป

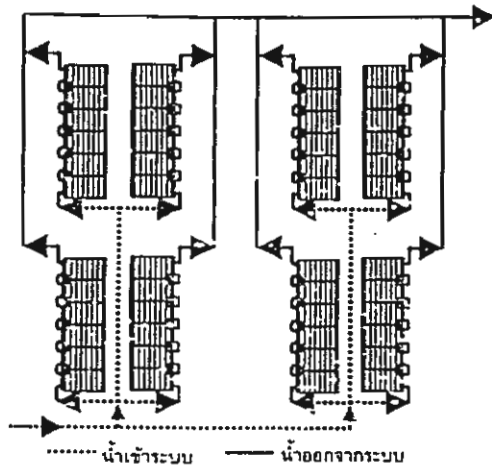
2. การออกแบบระบบ

การออกแบบและสร้างระบบของงานวิจัยในครั้งนี้อุปกรณ์สื่อกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำป้อนที่อุณหภูมิห้องกับก๊าซร้อนอุณหภูมิประมาณ $120 - 140^{\circ}\text{C}$ คือ คอนเดนเซอร์รถยนต์ซึ่งมีขนาด $0.356 \text{ m} \times 0.584 \text{ m}$ ราคาตัวละ 610 บาท รูปแบบโครงสร้างของคอนเดนเซอร์ดังกล่าวปรากฏดังรูปที่ 1 มีพื้นที่การส่งถ่ายความร้อนต่อหน่วยปริมาตรมีค่าประมาณ $940 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะเห็นได้ว่าขนาดของคอนเดนเซอร์รถยนต์จะมีขนาดเล็กถือได้ว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกระทัดรัด (Compact heat exchanger) ในการประยุกต์ใช้จะนำคอนเดนเซอร์หลายตัวมาต่อขนานและอนุกรมกัน โดยต่อแบบขนาน 8 ชุด โดยแต่ละชุดต่อแบบอนุกรมชุดละ 6 ตัว แสดงดังรูปที่ 2 ทั้งนี้พื้นที่ในการรับความร้อนดังกล่าวได้ถูกเลือกใช้ให้มีลักษณะเหมาะสมต่อการติดตั้งเข้ากับตัวเตาอย่างเพื่อส่งถ่ายความร้อนให้น้ำในคอนเดนเซอร์ ระบบที่สร้างขึ้นมีต้นทุนรวมค่าแรงพร้อมติดตั้ง 180,000 บาทและเป็นระบบเปิด เตาอยู่ห่างจากหม้อไอน้ำประมาณ 80 เมตร หากต้องออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้อากาศเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีราคาสูงถึง 140 บาทต่อตารางฟุต ต้องใช้เงินลงทุนประมาณ 250,000 บาท อีกทั้งมีปัญหาเขม่าและสารตกค้าง ดังนั้นจะเห็นได้ว่าระบบที่ใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์จะมีราคาถูกกว่า

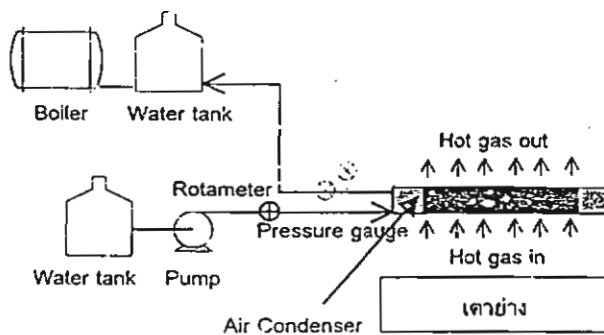
ในการออกแบบระบบในครั้งนี้มีรายละเอียดของอุปกรณ์แสดงดังรูปที่ 3 โดยใช้ปั๊มน้ำขนาด 2 แรงม้าเพื่อบังคับให้น้ำป้อนที่อุณหภูมิประมาณ 30°C ไหลผ่านชุดคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ต่อแบบผสมผสานดังแสดงในรูปที่ 2 โดยชุดรับความร้อนดังกล่าวจะติดตั้งไว้บนเตาอย่างที่มีความร้อนที่ลอยตัวขึ้นแบบธรรมชาติ (สูงจากหัวเตาประมาณ 1 m) รายละเอียดของชุดคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้แสดงในตารางที่ 1 โดยชุดคอนเดนเซอร์ที่นำมาใช้จะประกอบไปด้วยท่อน้ำร้อนแบบขดไปมาโดยภายนอกจะมีครีบบีบอัดแบบย่น (Corrugated fins) ติดตั้งอยู่ ทั้งนี้ในการทดสอบจะทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำป้อนที่ไหลผ่านคอนเดนเซอร์ที่ 5 ระดับ คือ 12, 15, 18, 21 และ 24 ลิตรต่อ นาที และวัดค่าอุณหภูมิ อัตราการไหล ของก๊าซร้อนและอากาศร้อน วัดความดันสูญเสียของน้ำป้อนที่ไหลผ่านชุดทดสอบ เพื่อวิเคราะห์หาค่าสมรรถนะต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้อง



รูปที่ 1 คอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ประยุกต์ใช้ในระบบ



รูปที่ 2 ลักษณะการต่อคอนเดนเซอร์รยยนต์ที่ติดตั้งในระบบ



รูปที่ 3 รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ

ตารางที่ 1 ลักษณะและขนาดของคอนเดนเซอร์รยยนต์ที่ใช้ในระบบ

จำนวนคอนเดนเซอร์รยยนต์	48 ตัว
ยี่ห้อ Formula ขนาด	58.4 mm x 35.6 mm
ความยาวของกริด (L _g)	= 12.5 mm
ระยะห่างระหว่างกริด (L _p)	= 1.5 mm
ระยะลึกของกริด (F _d)	= 2.0 mm
ระยะห่างระหว่างท่อ (T _p)	= 20.75 mm
ความกว้างของท่อ (T _w)	= 4.75 mm
ความหนาของกริด (F _{th})	= 0.12 mm
ความลึกของท่อ (T _d)	= 19.0 mm
ความหนาของท่อ (T _h)	= 0.8 mm
มุมของกริด (θ)	= 23.58 °
จำนวนของกริด (N _g)	= 6
ระยะพื้นที่เรียบระหว่างกริด (S ₂)	= 2.5 mm
ระยะพื้นที่เรียบบริเวณด้านข้างของกริด (S ₁)	= 2.65 mm

3. การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) และค่าประสิทธิภาพ (ε) ของระบบ

ในการทดสอบระบบที่ได้ออกแบบนั้น สามารถบันทึกค่าคุณสมบัติของของไหลสารทำงานเพื่อที่จะนำมาคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์รยยนต์ซึ่งในที่นี้สมมุติให้เป็นการไหลแบบตั้ง

ฉาก โดยที่นี้สมมุติให้สารทำงานไม่เปลี่ยนสถานะจะสามารถแสดงรายละเอียดได้ตามสมการดังนี้

$$Q_{hot} = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1)$$

$$Q_{cold} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

เมื่อรวมเอาสมการทั้งสองข้างบน และจัดให้อยู่ในรูปอนุกรมมิคแตกต่างทางลอการิทึม หรือ Logarithmic Temperature Difference, ΔT_M จะได้

$$Q = \frac{UA(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (3)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Q_{max}) ระหว่างน้ำป้อนและก๊าซร้อน ชนิดที่มีการไหลแบบสวนทางกัน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะเกิดขึ้น เมื่ออุณหภูมิขาออกของช่องน้ำป้อน เท่ากับอุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน ($T_{c,out} = T_{h,in}$) จะได้

$$Q_{max} = [mCp]_{min} \Delta T_{max} \quad (4)$$

โดยที่ $[mCp]_{min}$ คือค่าที่น้อยที่สุดระหว่างของไหลทั้งสอง และ $\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in}$

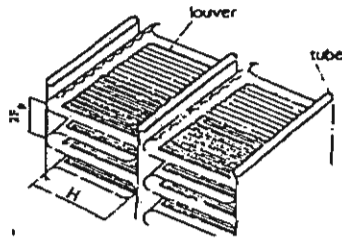
ดังนั้นค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ε) คือ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{UA \Delta T_M}{(mCp)_{min} \Delta T_{max}} \quad (5)$$

4. การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทางทฤษฎี

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมคอนเดนเซอร์รยยนต์ที่ทำหน้าที่กลับทิศทางการใช้งาน โดยการไหลของก๊าซร้อนนั้นไหลด้วยธรรมชาติ จากงานวิจัยของ Sahnoun and Webb [3] ได้เสนอวิธีการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้อากาศที่ไหลแบบบังคับในการระบายความร้อนออกจากของไหลที่ไหลในท่อแบบดัดกริดแบบเกรตที่ใช้ในหม้อน้ำรถยนต์ ซึ่งเมื่อพิจารณาแล้วพบว่าลักษณะรูปร่างของคอนเดนเซอร์รยยนต์ซึ่งประกอบด้วยท่อแบน (Flat tube) ที่ติดกริดแบบเกรต (Louver fined) แสดงดังรูปที่ 4 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะคิดเทียบพื้นที่ผิวนอก ผิวในของท่อ และพื้นที่ผิวของกริดแบบเกรต ตามลำดับ ดังนั้นในการนี้ของท่อชั้นเดียวและติดกริด สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{l_{th}}{k_w A_w} \quad (6)$$



รูปที่ 4 คอนเดนเซอร์รถยนต์แบบท่อแบนที่ติดครีบบนเกร็ด

4.1 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ

สำหรับการไหลของน้ำป้อนในท่อที่ผิวไม่เรียบไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow in tube and duct) ที่มีค่า Prandtl number อยู่ในช่วง 0.67-100 และอุณหภูมิของของไหลแตกต่างกันมาก สมการของ Petukov ที่ใช้การประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้ให้ไว้ใน Holman [1] ได้ดังนี้

$$Nu = \frac{Re Pr}{x} \left(\frac{f}{8} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n = \frac{h_i D_r}{k} \quad (7)$$

$$x = 1.07 + 12.7 \left(Pr^{2/3} - 1 \right) \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \quad (8)$$

โดยที่

$n = 0.11$ เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกออกแบบให้รับความร้อน

μ_b = ค่าความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (kg/m.s)

μ_w = ค่าความหนืดที่อุณหภูมิผนังของท่อ (kg/m.s)

f = Friction factor สามารถหาค่าได้จากกราฟที่มีความสัมพันธ์ระหว่างค่า Re และลักษณะของท่อต่าง ๆ

D_r = เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)

4.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ

คอนเดนเซอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ ประกอบด้วยท่อแบนติดครีบบนเกร็ดแบบขยับ (Corrugated louver with rectangular channel) การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของโครงสร้างลักษณะดังกล่าวจะต้องพิจารณาที่ประสิทธิภาพและพื้นที่ของครีบบนเกร็ด เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในแต่ละพื้นที่ไม่เท่ากัน การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อสามารถคำนวณได้ดังนี้ [3]

$$\eta h_o A_o = \eta_{l,i} h_{i1} A_{i1} + \eta_{l,s1} h_{s1} A_{s1} + \eta_{l,s2} h_{s2} A_{s2} + h_e A_e \quad (9)$$

พื้นที่ของการแลกเปลี่ยนความร้อนในจากสมการที่ (9) แบ่งออกเป็น 4 ส่วนแสดงดังรูปที่ 5 และสามารถคำนวณหาพื้นที่ได้ตามสมการ

(1) พื้นที่ส่วนที่เป็นเกร็ด (The Louvered area, A_l)

$$A_l = 2L_l L_p (N_l + 1) \quad (10)$$

(2) พื้นที่เรียบบริเวณบนและล่าง (The plain leading and trailing area, A_{s1})

$$A_{s1} = 4L_l S_1 \quad (11)$$

(3) พื้นที่เรียบบริเวณตรงกลาง (The plain middle area, A_{s2})

$$A_{s2} = 2L_l S_2 \quad (12)$$

(4) พื้นที่บริเวณปลายสุด (The end region area, A_e)

$$A_e = 2F_e \left[(T_p - T_w - L_1) + (F_p - F_{th}) \right] \quad (13)$$

โดยที่ รายละเอียดของสัญลักษณ์แสดงดังตารางที่ 1

จากสมการที่ (9) ในการศึกษาอุปกรณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะต้องพิจารณาที่ประสิทธิภาพของครีบบนเกร็ด (η_l) และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ในแต่ละพื้นที่ของการแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากอุณหภูมิของครีบบนเกร็ดและของไหลไม่คงที่ ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังนี้

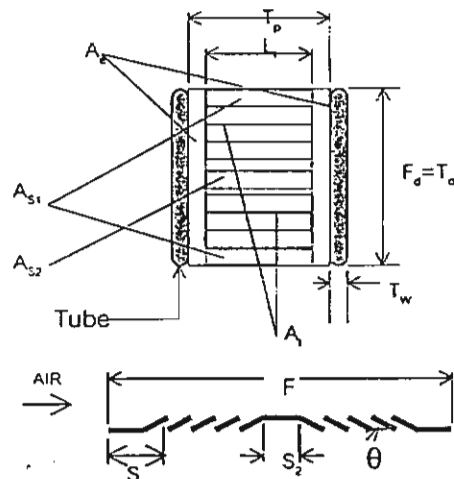
ก. ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่ส่วนที่เป็นเกร็ด (Interior Louver, h_i) จากการทดลองของ Pohlhausen [3] ที่ใช้สำหรับการไหลช่วงราบเรียบผ่านผิวที่มีอุณหภูมิคงที่ สามารถคำนวณได้จาก

$$h_i = \frac{0.664 k_f Pr^{1/3}}{V Re_{Lp}^{0.5}} \quad (14)$$

โดยที่ Re_{Lp} = Reynolds number = $\frac{u_l L_p}{\nu}$

L_p คือ ระยะห่างระหว่างครีบบนเกร็ด (m)

u_l คือ ความเร็วที่ไหลผ่านเกร็ด



รูปที่ 5 ส่วนประกอบและโครงสร้างของครีบบนเกร็ด

ข. ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่เรียบบริเวณบนและล่าง (h_{s1}) และ พื้นที่เรียบบริเวณตรงกลาง (h_{s2}) สามารถหาได้จาก

ความเร็ว u_c (minimum area flow velocity) ที่เปลี่ยนแปลงไปตามค่าความกว้างในแต่ละส่วน และนำไปแทนค่าในสมการที่ (14) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบริเวณ S_1 และ S_2 ตามลำดับ โดยที่ Re_{S1} และ Re_{S2} สามารถคำนวณได้จาก

$$Re_{S1} = \frac{u_c S_1}{\nu} \quad (15)$$

$$Re_{S2} = \frac{u_c S_2}{\nu} \quad (16)$$

ก. ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนพื้นที่บริเวณปลายสุด (h_a) ในการวิเคราะห์จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ในบริเวณช่องสี่เหลี่ยม (rectangular channel) โดยที่ความเร็ว u_c เคลื่อนที่ผ่าน Shah and London [4] ได้ให้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{h_e D_{he}}{k} = 7.541(1 - 2.610A_r + 4.970A_r^2 - 5.119A_r^3 + 2.702A_r^4 - 0.548A_r^5) \quad (17)$$

โดยที่ A_r คือ Aspect ratio ซึ่งจะต้องมีค่าน้อยกว่า 1 ถ้าค่า A_r มีค่ามากกว่า 1 ต้องกลับค่าเศษส่วน แทนโดยที่ค่า A_r และ D_{he} (Hydraulic diameter) สามารถคำนวณได้จาก

$$A_r = \frac{T_p - T_w - L_1}{F_p - F_{th}} \quad (18)$$

$$D_{he} = \frac{4A_{ce}}{P_e} = \frac{4(T_p - T_w - L_1)(F_p - F_{th})}{2(T_p - T_w - L_1 + F_p - F_{th})} \quad (19)$$

ง. ประสิทธิภาพของครีป (η) ที่ใช้คำนวณหาประสิทธิภาพของครีปในแต่ละพื้นที่นั้นสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\eta_{f,s} = \frac{k_{fin} F_{th} \left[\frac{1}{X} - \frac{1}{Y + Z} \right]}{2(ah_e + (H/2 - a)h_s)} \quad (20)$$

โดยที่

$$X = \frac{1}{m_e} \tanh(m_e a) \quad Y = \frac{1}{m_e \cosh(m_e a) \sinh(m_e a)}$$

$$Z = \frac{m_s}{m_e} \sinh^2(m_e a) \tanh(m_s (H/2 - a))$$

$$a = \frac{T_p - T_w - L_1}{2}, \quad m_e = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f F_{th}}}, \quad m_s = \sqrt{\frac{2h_s}{k_f F_{th}}}$$

จากสมการที่ (20) สามารถคำนวณประสิทธิภาพครีปในแต่ละส่วนได้ โดยที่ค่า h_s เท่ากับ h_{s1} หรือ h_{s2} ซึ่งจะทำให้สามารถหาค่า $\eta_{f,s1}$ หรือ $\eta_{f,s2}$ ได้ตามลำดับ

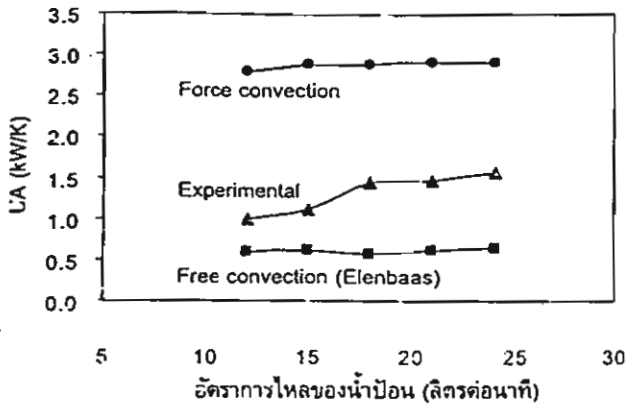
รายละเอียดของการคำนวณสามารถดูเพิ่มเติมได้จาก Sahnoun and Webb [3]

5. ผลการศึกษา

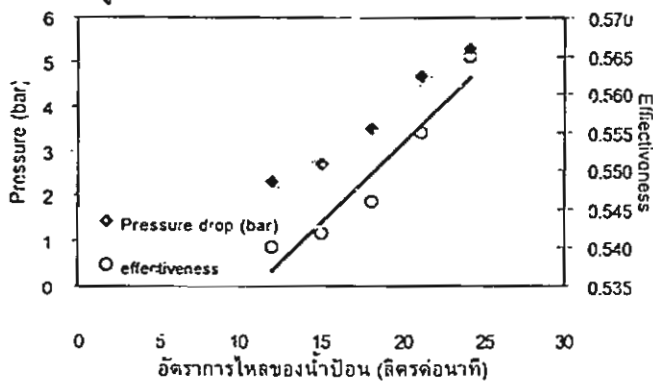
5.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) และค่าประสิทธิผล (E)

จากผลการทดลองอิทธิพลของอัตราการไหลในระบบพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) ค่าประสิทธิผล (E) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและค่าความดันสูญเสียจะแปรผันตรงกับอัตราการไหลของน้ำป้อนในขณะที่ปริมาณความร้อนของแหล่งกำเนิดความร้อนทั้งมีค่าคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6 และ 7 ตามลำดับ นั่นคือ ถ้าอัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น ค่า UA, E และค่าความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิผลของคอนเดนเซอร์ชนิดที่ได้อาจทดสอบมีค่าเท่ากับ 0.55 โดยค่า UA ของระบบคำนวณจากการประยุกต์ใช้สมการของ Sahnoun and Webb [3] จากผลการทดสอบระบบและการคำนวณหาค่า UA โดยใช้หลักการความร้อนแบบธรรมชาติของช่องทางในแนวดิ่งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่และสมมาตรกัน มีค่าเท่ากับ 2.66, 1.32 และ 0.605 kW/K ตามลำดับ เป็นค่าเฉลี่ยในช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน 10 – 25 ลิตรต่อวินาที จะพบว่า แนวโน้มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นหากมีการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำป้อน

จากการเปรียบเทียบค่า UA ระหว่างผลที่ได้จากการทดสอบกับค่าจากการคำนวณจากกรณีที่กำหนดให้อากาศไหลแบบบังคับเพื่อระบายความร้อนให้แก่ของไหลที่ไหลภายในท่อ พบว่ามีค่าต่ำกว่า 118% แต่มีค่าสูงกว่า 54% เมื่อเทียบกับค่าจากการคำนวณกรณีที่กำหนดให้ก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติผ่านช่องทางในแนวดิ่งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่และสมมาตร จากการเปรียบเทียบค่าดังกล่าวพบว่า ค่า UA ของระบบจากการทดสอบมีค่าอยู่ในช่วงระหว่างค่าที่ได้จากการคำนวณกรณีให้ของไหลไหลแบบธรรมชาติและไหลแบบบังคับ สาเหตุที่นำค่า UA ที่ได้จากการทดสอบเปรียบเทียบกับกรณีก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติและแบบบังคับ เนื่องจากงานวิจัยในลักษณะนี้ยังไม่มีผู้ศึกษามาก่อน แต่ได้เปรียบเทียบลักษณะคล้ายคลึงกัน มีข้อแตกต่างกันที่ในงานวิจัยนี้การไหลของกระแสอากาศร้อนจะลอยตัวแบบธรรมชาติ และคอนเดนเซอร์มีครีปแบบเกร็ดถูกนำมาใช้งานกลับทิศทางโดยถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำป้อนที่ไหลในท่อ จึงทำให้มีค่า UA ต่ำกว่าการไหลแบบบังคับ สาเหตุที่ค่า UA ของระบบที่ได้จากการทดสอบสูงกว่าการไหลแบบธรรมชาติของแผ่นเรียบ เนื่องจากคอนเดนเซอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีครีปแบบเกร็ด จึงทำให้เกิด boundary layer เพิ่มขึ้นและอุณหภูมิของครีปเกร็ดไม่คงที่ ส่งผลให้ค่า UA ของระบบสูงขึ้น จากการคำนวณค่าดังกล่าวคำนวณจากค่าความเร็วและอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ได้จากการทดสอบระบบ



รูปที่ 6 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

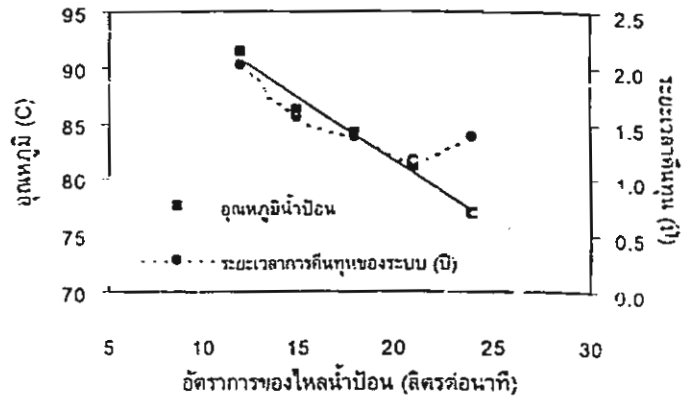


รูปที่ 7 ค่าความดันสูญเสียและค่าประสิทธิผลในระบบ

5.2 การออกแบบเพื่อการใช้งานของระบบ

จุดประสงค์ในการวิจัยในครั้งนี้ออกแบบเพื่อลดความต้องการเชื้อเพลิงของหม้อไอน้ำในการทำน้ำร้อนเพื่อใช้งานในระบบการผลิต โดยหม้อไอน้ำนั้นถูกใช้งานที่ความดัน 8 bar และ จะผลิตไอน้ำที่ปริมาณ 21 ลิตรต่อวินาทีตามความต้องการของกระบวนการผลิต อย่างไรก็ตามผู้วิจัยได้ทำการเก็บข้อมูลการทำงานของระบบที่อัตราการไหลน้ำป้อนระดับต่าง ๆ ปรากฏผลดังในรูปที่ 8 ที่แสดงค่าอุณหภูมิของน้ำที่ออกจากระบบ พบว่ามีค่าลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำป้อน ถ้าลดอัตราการไหลของน้ำป้อนลงอุณหภูมิของน้ำป้อนที่ได้จากระบบนั้นจะมีค่าสูงขึ้น อย่างไรก็ตามความต้องการน้ำของหม้อไอน้ำในกระบวนการผลิตเป็นค่าแน่นอน ซึ่งเมื่อป้อนน้ำให้ระบบในปริมาณ 21 ลิตรต่อวินาที ตามความต้องการของระบบการผลิตจะพบว่าอุณหภูมิของน้ำที่ออกมาคือ 81°C หากพิจารณาในแง่ของการใช้เปลี่ยนพลังงานของระบบอันเป็นระบบเปิด หากป้อนน้ำเข้าไปในระบบต่ำกว่า 21 ลิตรต่อวินาที จะต้องมีการนำน้ำเย็นมาผสมให้ครบตามความต้องการของกระบวนการผลิตและหม้อไอน้ำต้องทำงานมากขึ้น หากป้อนน้ำมากเกินไประบบที่ใช้ไม่ได้มีการหมุนเวียนน้ำร้อนกลับมาใช้เพราะระบบเป็นระบบเปิด น้ำร้อนส่วนหนึ่งก็จะถูกทิ้งไปจึงก่อให้เกิดการสิ้นเปลือง ดังนั้นการป้อนน้ำที่ประมาณ 21 ลิตรต่อวินาทีจึงถือว่าเป็นค่าที่เหมาะสม ทั้งนี้เมื่อคำนวณระยะเวลาการคืนทุน พบว่า ณ อัตราการป้อนน้ำ 21 ลิตรต่อวินาทีระบบนี้จะมีระยะเวลาการคืนทุนเพียง 1.17 ปี อนึ่งระยะ

เวลาการคืนทุนที่ปริมาณป้อนน้ำค่าอื่น ๆ ในช่วง 10 – 25 ลิตรต่อวินาทีก็ได้นำมาเสนอเพื่อเป็นการเปรียบเทียบกับดังแสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 8 อุณหภูมิของน้ำป้อนและระยะเวลาการคืนทุนของระบบ

6. สรุป

1. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) ที่ได้จากการทดสอบระบบที่ได้ออกแบบเท่ากับ 1.32 kW/K ซึ่งส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 0.55 ในช่วงอัตราการไหลของน้ำป้อน 10 – 25 ลิตรต่อวินาที ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการทดสอบ

2. การเปรียบเทียบค่า UA ระหว่างผลที่ได้จากการทดสอบกับค่าจากการคำนวณจากกรณีที่กำหนดให้อากาศไหลแบบบังคับเพื่อระบายความร้อนให้แก่ของไหลที่ไหลภายในท่อ พบว่ามีค่าต่ำกว่า 118% แต่มีค่าสูงกว่า 54% เมื่อเทียบกับค่าจากการคำนวณกรณีที่กำหนดให้ก๊าซร้อนไหลแบบธรรมชาติผ่านช่องทางในแนวดิ่งสำหรับแผ่นเรียบที่มีอุณหภูมิคงที่และสมมาตร

3. ระบบที่ออกแบบให้มีอัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำควรพิจารณาถึงศักยภาพที่สูงสุดเพื่อทำให้ประหยัดพลังงานมากที่สุด ดังนั้นในงานวิจัยในครั้งนี้ได้กำหนดอัตราการไหลของน้ำป้อนที่ป้อนแก่ระบบ 21 ลิตรต่อวินาทีตามความต้องการของกระบวนการผลิตจะมีระยะเวลาการคืนทุน 1.17 ปี

7. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยให้ทุนอุดหนุนในการทำวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Holman, J.P. 1981. *Heat Transfer*. 5th Edition. New York. McGraw-Hill.
- [2] Kuppun, T. 2000. *Heat exchanger design handbook*. New York. Marcel Ceker, Inc.
- [3] Sahnoun, A and Webb, R. L. 1992. Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry. *Int. Journal of heat transfer*. Vol.114, pp.895-900.
- [4] Shah, R. K., and London, A. L., 1987. *Laminar flow forced correlation in duct*, p. 196, Academic Press, New York.

บทความเข้าร่วมประชุมวิชาการ

The 9th Tri-University International Joint Seminar and Symposium 2002

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AUTOMOBILE COMPACT AIR-CONDITIONING CONDENSER INVERSELY USED AS WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM

Nat Vorayos
Lecturer

Janjira Piamdee
Graduate Student

Yottana Khunatorn
Lecturer

Department of Mechanical
Engineering
Chiang Mai University
Chiang Mai, Thailand 50200

ABSTRACT This work focuses on the feasibility study to inversely use automobile's compact air-conditioning condenser as a waste heat recovery system. Such utilization is promising as it is shown that the effectiveness of the inverse use is about 0.57 which is sufficiently high in terms of heat transfer performance and the compact heat exchanger is designed to withstand high pressure as well. The price of the unit is also attractively low, approximately \$US 15, and this compact heat exchanger is widely available in the market. In this investigation the heat exchanger is meant to retrieve waste heat from hot air plume naturally induced upward from food processes for which electrical heater is used to simulate. However, it is clearly pointed out that the heat transfer characteristic of such phenomenon in terms of convection heat transfer coefficient is still yet to be well established and further study has to be carried out.

1. INTRODUCTION

Heat released from combustion processes is the source of energy which can be retrieved back, instead of wasting it into the environment. Waste heat is available in the processes ranging from the cases of complex processes found in the industries to the cases of very simple ones found in the household scale. Each portion of retrieved wasted heat reclaimed means a reduction in fuel usage, thereby saving cost. Therefore, heat recovery system has been a subject investigated in the field of energy conservation involving to thermal systems for years. The challenge is to build an effective and inexpensive heat exchanger to efficiently extract energy as much as possible from the wasted fluid.

In simple thermal processes such as those in food industries with wasted hot air plume naturally rising upward have a potential to make use of high-effective and low-head-loss heat exchangers; however, constructing a heat exchanger means additional investing cost. There are several types of heat exchangers available to choose from; direct contact, indirect contact, shell-and-tube, double-piped, and even the compact ones. It is possible to look for inexpensive heat exchanger available in some processes which might be applied for others. With its highlighted compactness (over $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) and inexpensive price, compact heat exchanger used as a condenser in automobile's air conditioning system is one of the possibility which is feasible to be used as a heat recovery system. Nonetheless, it is primarily designed to cool the water within its tubes so some analyses and experiments have to be made to see how well it can be used inversely. This work focuses on investigating the performance of an inversely used automotive water condenser made in Thailand with low price available in the nationwide local markets in terms of overall heat transfer coefficient and effectiveness. Such compact heat exchanger is tested in

the test rig in which hot air plume is naturally induced to simulate the what mostly happened in food industry processes involving broiling.

2. FUNDAMENTAL THEORY OF HEAT EXCHANGER

Heat exchangers are classified to be compact when its heat transfer area-to-volume ratio is larger than $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Designed to be used as the condenser for the automobile's air conditioning system, the compact heat exchanger studied in work is able to withstand high pressure up to 400-500 psi and comes with low price tag. Its surface is so large as to efficiently transfer heat from the refrigerant to incoming air. Fig. 1 shows the compact heat exchanger used in this study and its fins are corrugated and louvered. The geometric dimensions of each fin are shown in Fig. 2 and 3 and listed in Table 1. Aforementioned such compact heat exchanger is inversely used specifically in this investigation such that water is chosen to be the working fluid in the tube side and warmed up by hot naturally-induced stream air instead of being cooled as specifically designed. Heat exchanger rated is, therefore, definitely altered

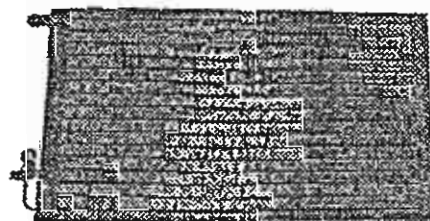


Fig. 1 Automobile's condenser used in this study

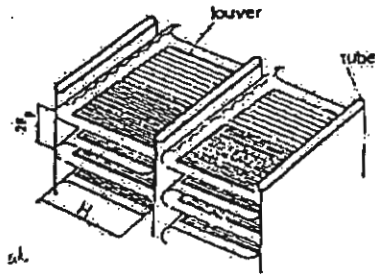


Fig. 2 dimensions of corrugated and louvered fin (Sahnoun & Webb, 1992)

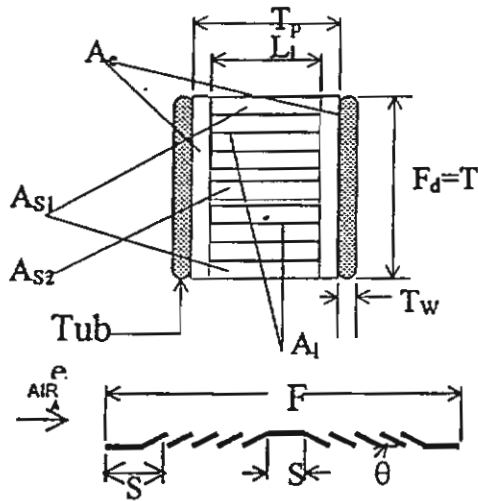


Fig. 3 dimensions louvered fin

Table 1 Geometric Dimension of louvered fin

Geometric Dimension	
Louver Length (L_l)	12.5 mm
Louver pitch (L_p)	1.5 mm
Number of full louvers over flow depth (N_l)	6
Nonlouvered inlet and exit fin regions (S_1)	2.65 mm
Re-direction length (S_2)	2.5 mm
Depth of fin array in flow direction (F_d)	2.0 mm
Tube pitch (T_p)	20.75 mm
Tube width (T_w)	4.75 mm
Fin thickness (F_{th})	0.12 mm
Tube depth	19.0 mm
Tube thickness	0.8 mm
louver angle	23.58 °

When the temperatures of water inlet and outlet are known, the heat transfer rate can be calculated from

$$Q = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

Similarly, if those of hot air plume is known, the heat rate can be determined from

$$Q = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (2)$$

Using LMTD method, heat transfer can also be formulated as

$$Q = UA \frac{[(T_{a,in} - T_{w,out}) - (T_{a,out} - T_{w,in})]}{\ln \left(\frac{T_{a,in} - T_{w,out}}{T_{a,out} - T_{w,in}} \right)} \quad (3)$$

The overall heat transfer coefficient UA is accounted for all related heat transfer resistance. The air condensor used in this investigation is simply Louver finned flat tube of which UA is obtained from

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_{th}}{k_w A_w} \quad (4)$$

Petokov 's formulation (Holman, 1989) has shown that the heat transfer coefficient of forced convective flow may be determined as

$$Nu = \frac{h_i D_r}{k} = \frac{Re Pr}{x} \frac{f}{8} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n \quad (5)$$

where

$$x = 1.07 + 12.7 (Pr^{2/3} - 1) \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \quad (6)$$

Shannon and Webb (1992) shown that the efficiency of corrugated louver attached to rectangular channel can be estimated from

$$\eta h_o A_o = \eta_{f,l} h_l A_l + \eta_{f,s1} h_{s1} A_{s1} + \dots + \eta_{f,s2} h_{s2} A_{s2} + h_e A_e \quad (7)$$

where A_l , A_{s1} , A_{s2} and A_e , as hinted by their subscripts, are Louvered area, leading and trailing area, the plain middle area and the end region area, respectively. Fig. 2 shows all of the areas needed for the calculation of Eq. (7). Further detail of sizing the corrugated fins can be obtained directly from their publication.

Heat transfer coefficients corresponding to each area are also required. Puhlausen's experimental work (Shannon and Webb, 1992) shown that h_i , the convective characteristic of the flow over the interior louver is predicted for constant temperature flat plate as

$$h_i = \frac{0.664 k u_l Pr^{1/3}}{v Re_{Lp}^{0.5}} \quad (8)$$

$$\text{where } Re_{Lp} = \frac{u_l L_p}{v}$$

As the velocity of the flow over the louver is related to u_{ac} , the accelerated flow velocity caused by the louver angle such that

$$u_l = u_{acc} F_e = \frac{F_{u_l}}{\sigma} \left(F_e \frac{F_p - F_{th}}{F_p \cos \theta - F_{th}} \right) \quad (9)$$

where

$$\sigma = \frac{(T_p - T_w)(F_p - F_{th})}{T_p F_{th}} \quad (10)$$

and the accelerated flow velocity F_e is flow efficient through the louver and can be retrieved from the correlation:

$$F_e = 0.95 \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.23} - \dots \quad (11)$$

$$37.17 \times 10^{-6} \left(828 \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.34} - Re_L \right)^{1.1} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{-1.35} \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.610} \dots$$

The remaining convective heat transfer characteristic over the louver fin arrays are divided into h_{s1} , h_{s2} , and h_e which are corresponding to the inlet/exit and redirection louvers and the end region, respectively. Eq. (11) is also applicable to determine h_{s1} and h_{s2} but the Reynolds number referred in the equation has to be modified to Re_{s1} and Re_{s2} based on the distance $S1$ and $S2$, correspondingly. To arrive at h_e , Shah and London (Sahnoun and Webb, 1992) suggests that for fully developed laminar flow in constant-wall-temperature rectangular channel the heat transfer coefficient can be approximated from

$$\frac{h_e D_{he}}{k} = 7.541(1 - 2.610A_r + 4.790A_r^2 - \dots \quad (12)$$

$$5.119A_r^3 + 2.702A_r^4 - \dots$$

$$0.548A_r^5)$$

where the aspect ratio is defined as

$$A_r = \frac{T_p - T_w - L_l}{F_p - F_{th}} \quad (13)$$

However, if A_r calculated from Eq. (13) is greater than one, the inverse of it has to be used in Eq.(12) instead. Meanwhile the hydraulic diameter (D_{he}) of the end region is defined as

$$D_{he} = \frac{4A_{cc}}{P_e}$$

$$= \frac{4(T_p - T_w - L_l)(F_p - F_{th})}{2(T_p - T_w - L_l + F_p - F_{th})} \quad (14)$$

The correlation to determine fin efficiencys presenting the heat transfer characteristics in all regions mentioned above is also suggested in the same publication such that

$$\eta_{f,*} = \frac{k_{fin} F_{th} \left(\frac{1}{\frac{1}{m_e} \tanh(m_e a)} - \frac{1}{\gamma} \right)}{2(a h_e + (H/2 - a) h_*)} \quad (15)$$

where

$$\gamma = \frac{1}{m_e} \cosh(m_e a) \sinh(m_e a) + \dots \quad (16)$$

$$\frac{m_*}{m_e^2} \sinh^2(m_e a) \tanh(m_* (H/2 - a))$$

$$a = \frac{T_p - T_w - L_l}{2} \quad (17)$$

$$m_e = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f F_{th}}} \quad (18)$$

$$m_* = \sqrt{\frac{2h_*}{k_f F_{th}}} \quad (19)$$

Fin efficiency of each area; namely, $\eta_{\zeta i}$, $\eta_{\zeta h1}$, and $\eta_{\zeta h2}$, on the louvers can be determined from Eq. (16) when h^* is substituted by h_i , h_{s1} , and h_{s2} , respectively.

To measure how good the heat exchanger is, effectiveness is calculated. The effectiveness ϵ of such the compact heat exchanger is the ratio between the actual heat and the maximum plausible heat that the heat exchanger can be transferred such that

$$\epsilon = \frac{Q}{(\dot{m} C_p)_{\min} (T_{g,in} - T_{w,in})} \quad (20)$$

It has be shown that the effectiveness of the heat exchanger is a function of NTU (number of transfer unit) and the $C_{\min}/C_{\max}$ ratio where

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (21)$$

$$C_s = \dot{m}_s C_{p,s} \quad (22)$$

$$C_w = \dot{m}_w C_{p,w} \quad (23)$$

$C_{\min}/C_{\max}$ ratio is simply the ratio between the smaller and the larger amounts of Eqs. (22) and (23)

3. EXPERIMENTAL SET-UP

Waste heat in several processes especially from food-processing industries is usually induced upwardly due to the density difference causing buoyancy between the warmer air closed to the heat source and the cooler air far above. As the compact and commercial car condenser is inversely used to retrieve heat from this buoyant hot air, its heat transfer characteristic is needed to be known for predicting the rate of heat transfer. The mass flow rate of the fluid in the tube side of the heat exchanger as well as the direction of heat transfer might affect the heat transfer rate. It is interesting to see that how much the heat transfer performance is reduced.

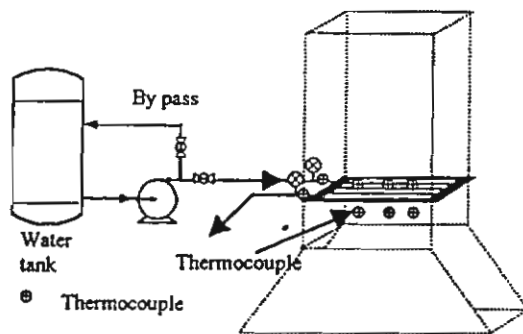


Fig. 4 Apparatus for the experiment set up

The experimental set up for this investigation is shown in Fig. 4. Hot air plume is induced from the heat source made of 1000 W electrical coil whose power output is adjustable; however, it is fixed to yield naturally induced hot air mass flow rate of 0.14 kg/s ($\pm 5\%$) which is sufficient enough to be recorded by available instrumentation and not too large to be induced by electrical coil. The inlet and outlet water temperatures as well as air temperatures are measured at the locations as seen in Fig. 4. The measurements are accomplished when the system reaches the steady state. Deviating water mass flow rate can also be achieved by bypassing valve. The range of the flow rate studied is adjusted between 1.5 - 4 liter/min.

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

One of the objectives of this investigation is to investigate the effect of the water mass flow rate to rate of heat transfer of this compact heat exchanger. The experiments are conducted such that the inlet water and air temperature are kept at approximately 28 °C and 98 °C (at the induced air mass flow rate of 0.14 kg/s) respectively while water mass flow rate is varied between 2 - 4 liter/min. The corresponding heat transfer rate calculated from the water side is shown in Fig. 5. The results shows that the water mass flow rate between 2-4 kg/s does not significantly affect the heat transfer rate although, at high value of water mass flow rate, it might suggest the slight decreasing heat transfer rate. The hot air temperature is difficult to be controlled such that the inlet air temperature slightly drops at the higher value of mass rate, therefore, it might results to the decrease in heat transfer as seen in Fig. 5.

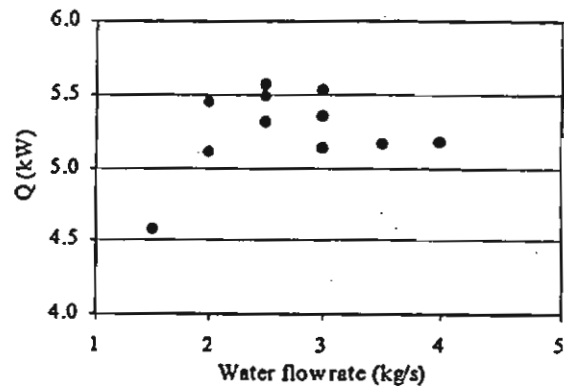


Fig. 5 Relation between heat transfer rate Q (kW) and water mass flow rate $\dot{m}_w$ (kg/s)

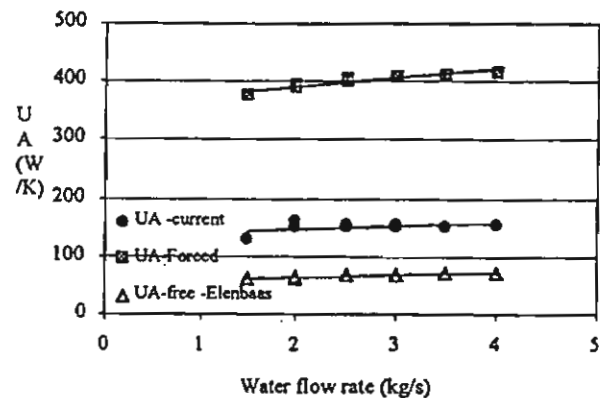


Fig. 6 Relation between overall heat transfer coefficients from this experiment in comparison with that of forced and free convection over the same compact heat exchanger

The corresponding overall heat transfer coefficients at different water flow rates are plotted as a function of water flow rate as shown in Fig. 6. In this figure, several kinds of UA are included for the sake of comparison as well. Using correlations from Shannon and Webb (1992), the overall heat coefficients of the compact heat exchanger when it is used for cooling is determined by using the velocity from this experiments to calculate the relating Reynolds number. The UA calculated from correlation for forced convection, as see in Fig. 6 is found to be much larger than what is found from this current investigation. This is due to the different mechanisms between forced and free phenomenon. Equation (8) is supposed to simulate the characteristic of forced convection heat transfer but what occurs in this study is just pure natural convection from hot air plume. When Eq. (8) is modified by using the famous Elenbaas's heat transfer coefficient for natural convection (Incropera and De Witt, 2002), UA can be recalculated and plotted again back into Fig. 6. Now the plot is closer to the results from the experiment but a bit lower. This is because of the fact that Elenbaas work does not account for the effect of corrugated fins with louvers. Moreover, the imposing condition for his work is such that the fin and hot air temperatures are constant as the air plume passes through the fin. In the

experiment the temperature of hot air plume decrease significantly as it passes through the fin. It is interesting that heat convective coefficient between the hot air plume and constant temperature plume has, never before, established. In this case, the input parameter for the Nusselt number would not be Reynolds number as forced convection or Grashoff number as free convection but it might be a function of the power of input heater below. Such further study is promising.

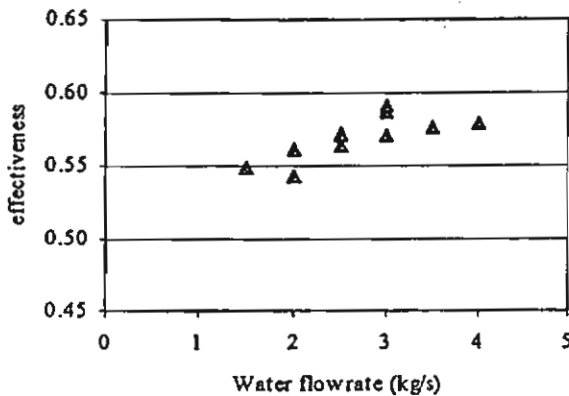


Fig. 7 Relation between heat exchanger effectiveness ϵ and water mass flow rate $\dot{m}_c$ (kg/s)

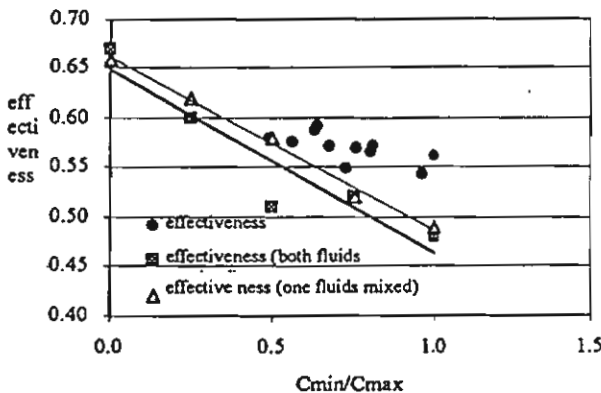


Fig. 8 Relation between heat exchanger effectiveness ϵ and heat capacity flux ratio (C_{min}/C_{max})

When the effectiveness of the compact heat exchanger is observed as seen Fig. 7 in corresponding to water flow rate, the results show the increasing effectiveness responding to high mass flow rate. However, in order to be able to compare heat transfer characteristic of this compact heat exchanger with some other standard heat exchanger, possibly cross-flow heat exchangers, effectivenesses of heat exchangers at different values of NTU and C_{min}/C_{max} have to be plotted. NTU of compact heat exchanger in this study is a constant approximately about 1. As the air mass flow is kept constant in this investigation, the ratio between C_{min}/C_{max} is a constant. It is also revealed from Fig. 7 that the effectiveness of this current compact heat exchanger is about 20% higher than that of a single pass, cross-flow heat exchanger with fluid mixed and the other unmixed and about 5% higher than both fluid mixed

(Incropera and De Witt, 2002). Hence the car condenser is attractive in terms of the performance; moreover, the price of this compact heat exchanger ($35.6 \times 58.4 \text{ cm}^2$) is about \$15 a piece and can be readily obtained from the market.

5. CONCLUSION

It has been suggested in this work that condenser of automobile's air conditioning system is a compact heat exchanger which can be used as the alternative choice for constructing heat exchanger for heat recovery due to its high effectiveness (about 0.57) and low price tag. However inversely using car condenser to heat the water in the tube side bears some penalty as well. Its effectiveness reduces significantly in comparison with when it is used as the cooling heat exchanger. Convective heat transfer coefficient between the naturally induced hot air plume and a cooler fin is yet to be well established. This leaves an opportunity for further investigation in the performance of this compact heat exchanger.

6. ACKNOWLEDGEMENT

The author would like to express the appreciation to the Thailand Research Fund to support this research.

7. REFERENCES

- [1] Holman, J.P. 1981. *Heat Transfer*. 5th Edition, New York, McGraw-Hill.
- [2] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P. 2002 *Introduction to heat Transfer*, 4th edition, New York, John Wiley & Sons
- [3] Sahnoun, A and Webb, R. L. 1992. Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry. *Int. Journal of heat transfer*. Vol.114, pp.895-900.
- [4] Shah, R. K., and London, A. L., 1987. *Laminar flow forced correlation in duct*, p. 196, Academic Press, New York.
- [5] Webb, R. L., and Trauger, P., 1991. Flow structure in the louver fin heat exchanger geometry. *Experimental thermal and fluid science*, Vol.4, pp. 205-217.



Nat Vorayos, PhD.
Birth Date: March 13,
1970
Grade: Lecturer,
Chiang Mai University,
Chiang Mai, Thailand
Major: Mechanical
Engineering



**Yottana Khunatorn,
PhD.**
Birth Date: Jan 2,
1971
Grade: Lecturer,
Chiang Mai University,
Chiang Mai, Thailand
Major: Mechanical
Engineering



Janjira Piamdee
Birth Date: October
31, 1977
Grade: Graduate
student, Energy
Engineering, Chiang
Mai University
Major: Energy
Engineering