

## การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบอบแห้ง Use of a Heat Exchanger for Waste Heat Recovery in Drying System

ยุงยุทธ ใต้เงาสน<sup>1</sup> ปริญ คงกระพันธ์<sup>1\*</sup> และ หยาดฝน ทนงการกิจ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้

63 หมู่ 4 อำเภอสันทราย จังหวัดเชียงใหม่ 50290

<sup>2</sup>คณะวิศวกรรมและอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้

63 หมู่ 4 อำเภอสันทราย จังหวัดเชียงใหม่ 50290

Yongyoot Taingaoson<sup>1</sup>, Parin Khongkrapan<sup>1\*</sup> and Yardfon Tanongkankit<sup>2</sup>

<sup>1</sup>School of Renewable Energy, Maejo University

63 Moo 4, San Sai District, Chiang Mai 50290

<sup>2</sup>Faculty of Engineering and Agro-industry, Maejo University

63 Moo 4, San Sai District, Chiang Mai 50290

\*ผู้รับผิดชอบบทความ: parin.khongkrapan@gmail.com เบอร์โทรศัพท์ 08-1972-3859

Received: 28 April 2022, Revised: 4 August 2022, Accepted: 15 August 2022

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการออกแบบ สร้าง และทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบไหลขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) สำหรับนำความร้อนทิ้งจากกระบวนการอบแห้งกลับมาใช้ใหม่เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนติดตั้งท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 เซนติเมตร ยาว 60 เซนติเมตร จำนวน 12 ท่อ วางเยื้องแนวสลับกัน ทั้งสิ้น 5 แถว ทำหน้าที่เป็นทางเดินของอากาศขึ้น (ของไหลร้อน) คิดเป็นพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนรวม 1.13 ตารางเมตร ความร้อนจากอากาศขึ้นจะถ่ายเทสู่อากาศแห้ง (ของไหลเย็น) ที่ไหลผ่านกลุ่มท่อดังกล่าว ทำให้อากาศแห้งมีอุณหภูมิสูงขึ้น ส่วนประกอบทุกชิ้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสร้างจากวัสดุโลหะปลอดสนิมมาตรฐานอุตสาหกรรมอาหาร (Stainless Steel; SUS304) ภายนอกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนเพื่อลดการสูญเสียพลังงาน จากผลการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ อุณหภูมิอากาศขึ้นและอากาศแห้งขาเข้าเฉลี่ย 55 และ 36 องศาเซลเซียส โดยควบคุมให้ของไหลทั้งสองมีอัตราการไหลเชิงมวล เท่ากันเท่ากับ 0.017 กิโลกรัมต่อวินาที พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประสิทธิผลและมีประสิทธิภาพในการทำงานร้อยละ 31.58 และ 64.81 ตามลำดับ อุปกรณ์นี้สามารถอุ่นอากาศแห้งให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นสูงสุดและเฉลี่ย 6.00 และ 4.42 องศาเซลเซียส และลดอุณหภูมิอากาศขึ้นได้สูงสุดและเฉลี่ย 10.71 และ 6.82 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ซึ่งคิดเป็นพลังงานที่นำกลับมาใช้ใหม่ เท่ากับ 272.40 กิโลจูล หรือคิดเป็นร้อยละ 9.16 ของความร้อนที่ปล่อยทิ้ง จากผลการทดลองอบแห้งใบมะกรูดพบว่าการติดตั้ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ส่งผลต่อการเพิ่มอัตราการอบแห้ง แต่สามารถลดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) ร้อยละ 9.81 และเพิ่มอัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) ร้อยละ 10.89 ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุงสูงกว่า เครื่องเดิมร้อยละ 10.88 ส่งผลให้ต้นทุนด้านพลังงานในการผลิตใบมะกรูดอบแห้งลดลงร้อยละ 9.39

**คำสำคัญ** การอบแห้ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ ประหยัดพลังงาน ภาวะโลกร้อน

## Abstract

The objective of this research is to design, construct, and test a cross-flow heat exchanger to recover waste heat from the drying process in order to increase the dryer efficiency. Inside the heat exchanger, there are 12 pipes with a diameter of 5 cm and a length of 60 cm placed alternately in 5 rows as a channel for the humid air (hot fluid) to be evacuated. The total heat exchange area is  $1.13 \text{ m}^2$ . The heat from humid air is transferred to dry air (cold fluid) that flows through the stacks of pipes, causing the dry air to increase in temperature. The heat exchanger is composed primarily of food-grade stainless steel (SUS304). It is covered by an insulating layer on the outside in order to reduce energy loss. From the heat exchanger test results at the average inlet humid and dry air temperatures of 55 and 36 °C, where both fluids were controlled to have the same mass flow rate of 0.017 kg/s, it was found that the heat exchanger effectiveness and efficiency was 31.58% and 64.81%, respectively. The device warmed dry air to a maximum and average temperature rise of 6.00 and 4.42 °C and reduced humid air to a maximum and average temperature of 10.71 and 6.82 °C, respectively. That equates to 272.40 kJ of recovered energy or 9.16% of the waste heat released. From the results of the kaffir lime leaf drying experiment, it was found that the installation of a heat exchanger did not affect the drying rate. From the results of the kaffir lime leaf drying experiment, it was found that the installation of a heat exchanger did not affect the drying rate, but it reduced the specific energy consumption (SEC) by 9.81% and increased the specific moisture extraction rate (SMER) by 10.88%. That makes the efficiency of the improved dryer higher than the original one of 10.88%. As a result, the energy costs of producing dried kaffir lime leaf were reduced by 9.39%.

**Keywords:** Drying, Heat Exchanger, Waste Heat Recovery, Energy Saving, Global Warming

## 1. บทนำ

กระบวนการผลิตอาหารอบแห้งนั้นเป็นกระบวนการที่ทำกันอย่างแพร่หลายทั้งในระดับครัวเรือน วิชาหกิจขนาดเล็ก ขนาดกลาง รวมถึงอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ โดยกระบวนการนี้ต้องใช้พลังงานปริมาณมากในขั้นตอนการผลิตลมร้อนที่ใช้ในการระเหยน้ำออกจากวัสดุอบ (1) โดยเมื่อลมร้อนดังกล่าวระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์แล้วจะมีความชื้นสูงขึ้นจึงจำเป็นต้องระบายออกจากเครื่องอบแห้งบางส่วนหรือทั้งหมด ในขณะที่เดียวกันนั้นอากาศแห้งจากภายนอกซึ่งมีความชื้นต่ำกว่าจะถูกเพิ่มอุณหภูมิและเติมเข้าสู่ระบบอบแห้งเพื่อทำการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์อย่างต่อเนื่อง เมื่อทำการสมดุลพลังงานที่ถ่ายเทเข้าและออกจากระบบจะพบว่าอากาศชื้นที่ระบายออกจากระบบอบแห้งยังคงมีความร้อนหลงเหลืออยู่และมีศักยภาพเพียงพอในการนำกลับมาใช้ใหม่ได้เป็นอย่างดี (2-4) งานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดในการนำความร้อนทิ้งจากเครื่องอบแห้งกลับมาใช้ใหม่สำหรับอุ่นอากาศแห้ง

ก่อนที่จะปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อมโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) โดยอุปกรณ์ดังกล่าวมีหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่งโดยที่ของไหลทั้งสองนั้นไม่จำเป็นต้องสัมผัสกันโดยตรง (5) ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำแนกตามการไหลได้ 3 แบบ ได้แก่ 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric Tube or Double Pipe) 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลขวางหรือตั้งฉากกัน (Cross Flow) และ 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube) โดยแต่ละแบบมีข้อดีข้อเสียต่างกัน แต่เมื่อกำหนดขนาดหรือมิติให้เท่ากันจะพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางมีข้อดีกว่าแบบอื่นหลายด้าน เช่น 1) มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแบบอื่น 2) ของไหลสามารถไหลได้นานทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดี และ 3) มีความดันตกคร่อมภายในระบบ (Pressure Drop) ต่ำกว่าแบบอื่น เป็นต้น (6,7) จากข้อ

ได้เปรียบดังกล่าวผู้วิจัยจึงเลือกที่จะออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลขวางเพื่อติดตั้งกับเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนระดับกึ่งอุตสาหกรรมที่ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ ในการผลิตลมร้อน โดยเครื่องอบแห้งดังกล่าวมีการปล่อยอากาศขึ้นที่มีอุณหภูมิในช่วง 50 ถึง 100 องศาเซลเซียส ทั้งสู่สิ่งแวดล้อมด้วยอัตราการไหลในช่วง 0.017 ถึง 0.020 กิโลกรัมต่อวินาที หรือคิดเป็นความร้อนที่ประมาณ 700 ถึง 1,700 วัตต์ ซึ่งมีศักยภาพพอที่จะนำกลับมาใช้ในการอุ่นอากาศแห้งที่ต้องเติมเข้าสู่ระบบเพื่อชดเชยอากาศชื้นที่ปล่อยทิ้งไป สำหรับการออกแบบผู้วิจัยได้ตั้งสมมติฐานในการออกแบบโดยกำหนดให้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศชื้นปล่อยทิ้งมีค่าเท่ากับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่เติมเข้าสู่ระบบ และกำหนดให้ความดันตกคร่อม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านของไหลร้อนและด้านของไหลเย็นมีค่าแตกต่างกันน้อยมาก การกำหนดมิติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้จากการสำรวจขนาดและองค์ประกอบของเครื่องอบแห้งที่จะทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมถึงพื้นที่โดยรอบเพื่อทราบถึงข้อจำกัดในการออกแบบ เช่น ขนาดท่อต่าง ๆ ของเครื่องอบแห้ง มิติของห้อง ความสูงของเพดาน และทิศทางระบายอากาศ เป็นต้น เพื่อสะดวกต่อการจัดวางตำแหน่งภายในโรงงาน และเพื่อให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงในการใช้งานต่อไป

## 2. ทฤษฎีและวิธีการดำเนินการวิจัย

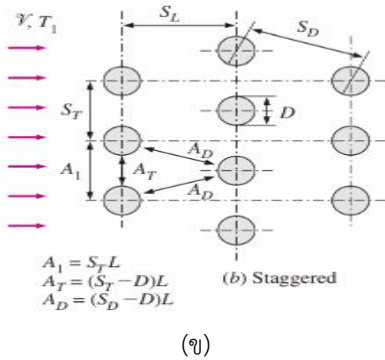
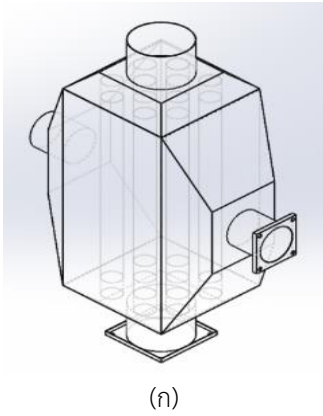
### 2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้เป็นแบบไหลขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) ติดตั้งท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 เซนติเมตร จำนวน 12 ท่อ วางเยื้องแนว (Staggered Tube Banks) ทั้งสิ้น 5 แถว ดังรูปที่ 1 (ก) กลุ่มท่อนี้ทำหน้าที่เป็นทางเดินของอากาศชื้นปล่อยทิ้ง การออกแบบจะกำหนดระยะห่างตามแนวขวาง (Transverse Pitch;  $S_T$ ) และตามแนวยาว (Longitudinal Pitch;  $S_L$ ) ดังรูปที่ 1 (ข) ให้มีค่าเท่ากันเท่ากับ 10 เซนติเมตร ทำให้ระยะห่างตามแนวทแยง (Diagonal Pitch;  $S_D$ ) มีค่าเท่ากับ 11.18 เซนติเมตร เมื่อกำหนดตำแหน่งการจัดวางท่อแล้วเสร็จจะทำการสร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เพื่อจำลองการทำงาน

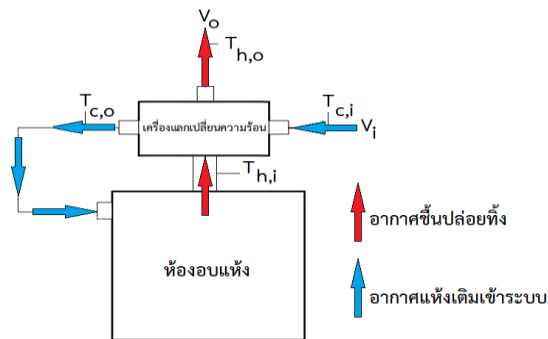
ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการสั่งสร้าง ทั้งนี้เนื่องจากข้อจำกัดด้านขนาดของเครื่องอบแห้งและสถานที่ติดตั้งทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะสร้างต้องมีความสูงและความกว้างรวมต่ออากาศเย็นและอากาศร้อนไม่เกิน 150 เซนติเมตร ผู้วิจัยจึงทำการปรับเปลี่ยนขนาดของแบบจำลองโดยกำหนดความยาวของกลุ่มท่อ 3 ค่า ได้แก่ 30 60 และ 90 เซนติเมตร แล้วทำการสร้างเงื่อนไขขอบ (Boundary Conditions) โดยกำหนดวัสดุเป็นโลหะสแตนเลส (Stainless Steel) ชนิด 304 (SUS 304) มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Thermal Conductivity;  $k$ ) คงที่เท่ากับ 14 วัตต์ต่อเมตรเคลวิน ที่ผนังด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวน (ไม่คิดการสูญเสียพลังงานออกจากผนัง) อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลร้อน (อากาศร้อนขึ้นระบายทิ้ง) และของไหลเย็น (อากาศแห้งจากภายนอกที่ต้องการเติมเข้าสู่ระบบ) มีค่าคงที่เท่ากับ 0.017 กิโลกรัมต่อวินาที (เท่ากับค่าสูงสุดที่เครื่องอบแห้งในงานวิจัยนี้จะระบายอากาศขึ้นออกจากระบบได้) ทำการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของไหลร้อนที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วง 50 ถึง 100 องศาเซลเซียส ตามลำดับ และกำหนดให้อุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าคงที่เท่ากับ 30 องศาเซลเซียส เมื่อได้ผลจากแบบจำลองจะพิจารณาจากค่าผลต่างของอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของอากาศเย็นเป็นหลัก หากแบบจำลองใดให้ค่าพารามิเตอร์ดังกล่าวสูงสุดจะทำการปรับแบบเพื่อการสั่งสร้างต่อไป

### 2.2 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้โดยการเก็บข้อมูลอุณหภูมิและความเร็วลม ณ จุดต่าง ๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในขณะที่ทำการทดลองอบแห้ง (รูปที่ 2) โดยที่  $T_{c,i}$  และ  $T_{c,o}$  คือ จุดที่ทำการวัดค่าอุณหภูมิอากาศแห้งที่เติมเข้าสู่ระบบซึ่งไหลเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  $T_{h,i}$  และ  $T_{h,o}$  คือ จุดที่ทำการวัดค่าอุณหภูมิของอากาศชื้นปล่อยทิ้งซึ่งไหลเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  $V_i$  และ  $V_o$  คือ จุดที่ทำการวัดค่าความเร็วลมที่ไหลเข้าและออกจากระบบอบแห้ง ตามลำดับ ซึ่งข้อมูลที่ได้จะนำมาคำนวณเพื่อวิเคราะห์ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 (ก) การติดตั้งกลุ่มแบบวางเยื้องแนว (ข) การกำหนดระยะห่างของท่อในแนวต่าง ๆ (8)



รูปที่ 2 การเก็บข้อมูลอุณหภูมิ (T) และความเร็วลม (v)

**- อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Q)**

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมักรวมค่าอัตราการไหลเชิงมวลและค่าความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกันเป็นค่าอัตราความจุความร้อน (Heat Capacity Rate) ของของไหลร้อน  $C_h = \dot{m}_h c_{ph}$  และอัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น  $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$  ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอันได้แก่พลังงานที่สูญเสียไปของของไหลร้อนในที่นี้มีค่าเท่ากับพลังงานที่ของไหลเย็นได้รับซึ่งเป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation Of Energy) สามารถคำนวณได้ดัง

สมการที่ 1 (8) โดยตัวห้อย  $h$  และ  $c$  สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น และตัวห้อย  $in$  และ  $out$  สำหรับทางเข้าและทางออก ตามลำดับ

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (กิโลกรัมต่อวินาที)

$c_p$  คือ ความร้อนจำเพาะ (จุดต่อกิโลกรัมองศาเซลเซียส)

$T$  คือ อุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)

**- อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ( $\dot{Q}_{max}$ )**

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเกิดขึ้นได้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $\dot{Q}_{max} = C \cdot \Delta T_{max}$ ) จะเกิดขึ้นได้เมื่ออุณหภูมิของของไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงมากที่สุด โดยเมื่อพิจารณาจากของไหลร้อนจะพบว่ามีค่าสูงสุดคือ  $\Delta T_{max} = (T_{h,in} - T_{h,out})$  โดยอุณหภูมิต่ำที่สุดของของไหลร้อน ณ ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $T_{h,out}$ ) ที่เกิดขึ้นได้จะมีค่าต่ำสุดเท่ากับอุณหภูมิของของไหลเย็น ณ ทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $T_{c,in}$ ) นั่นเอง ดังนั้น  $\Delta T_{max}$  สูงสุดที่เกิดขึ้นได้จะมีค่าสูงสุดเท่ากับ  $\Delta T_{max} = (T_{h,in} - T_{c,in})$  ส่วนการพิจารณาเลือกใช้ค่าอัตราความจุความร้อนของของไหลระหว่าง  $C_c$  และ  $C_h$  ให้เลือกตัวที่มีค่าน้อยกว่าแล้วกำหนดให้เป็น  $C_{min}$  เพื่อใช้ในการคำนวณ  $\dot{Q}_{max}$  เนื่องจาก  $C_c$  หรือ  $C_h$  ที่มีค่ามากกว่าจะส่งผลให้  $T_{h,out}$  ที่ได้จากการคำนวณย้อนกลับมีค่าต่ำกว่า  $T_{c,in}$  ซึ่งไม่เป็นไปตามกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยในงานวิจัยนี้ของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอากาศที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันแต่มีอัตราการไหลเชิงมวลเท่ากัน ทั้งนี้ค่าความร้อนจำเพาะหรือ  $c_p$  ของอากาศจะมีค่าลดลงตามอุณหภูมิ ดังนั้นค่า  $C_{min}$  จึงสามารถคำนวณได้จากข้อมูลของกระแสเย็น โดย  $\dot{Q}_{max}$  สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2 (8)

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2)$$

**- ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน**

การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $\epsilon_{HEX}$ ) คือ การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3 (8)

$$\varepsilon_{HEX} = \frac{Q}{Q_{max}} \times 100\% \quad (3)$$

**- ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน**

การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $\eta_{HEX}$ ) คือ การเปรียบเทียบพลังงานความร้อนที่กระแสน้ำได้รับต่อพลังงานความร้อนที่กระแสน้ำสูญเสียไป สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 4 [8]

$$\eta_{HEX} = \frac{C_c(T_{c,out}-T_{c,in})}{C_h(T_{h,in}-T_{h,out})} \times 100\% \quad (4)$$

**2.3 การทดลองอบแห้ง**

จากผลการวิจัยก่อนหน้าของคณะผู้วิจัยที่ทำการทดลองอบแห้งใบมะกรูดสดที่มีความชื้นเริ่มต้นประมาณร้อยละ 60 ฐานเปียก ให้ได้เป็นผลิตภัณฑ์ใบมะกรูดอบแห้งตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์ชุมชนด้านผักและผลไม้แห้ง (9) ที่กำหนดให้ค่าความชื้นสุดท้ายของผลิตภัณฑ์ต้องมีค่าไม่เกินร้อยละ 12 ฐานเปียก ด้วยเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนเครื่องเดียวกันนี้พบว่าอุณหภูมิลมร้อนที่เหมาะสมในการผลิตใบมะกรูดอบแห้งให้มีสีใกล้เคียงกับใบมะกรูดสดมากที่สุดควรมีค่าไม่เกิน 55 องศาเซลเซียส ที่อัตราการปล่อยอากาศขึ้นทั้งและอัตราการเติมอากาศแห้งเข้าระบบคงที่เท่ากันเท่ากับ 0.017 กิโลกรัมต่อวินาที ดังนั้นการทดสอบสมรรถนะของเครื่องอบแห้งที่ได้รับการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางในงานวิจัยนี้ (รูปที่ 3) จึงทำได้ด้วยการทดลองอบแห้งใบมะกรูดสดน้ำหนัก 15 กิโลกรัม ด้วยเงื่อนไขดังกล่าวข้างต้น โดยจะทำการเก็บข้อมูลด้านอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิล ชนิดเค (Thermocouple Type K) ร่วมกับ Data Logger ยี่ห้อ Lutron รุ่น TM-1947SD สำหรับการบันทึกข้อมูลทุก 1 นาที ตลอดกระบวนการอบแห้ง และเก็บข้อมูลด้านการใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งด้วยเครื่องวัดพลังงานยี่ห้อ Easton รุ่น SDM630MCT ซึ่งจะแสดงค่าพารามิเตอร์ทางไฟฟ้าต่าง ๆ ได้แก่ แรงดันไฟฟ้า (โวลต์) กระแสไฟฟ้า (แอมป์) กำลังไฟฟ้า (วัตต์) ปริมาณการใช้ไฟฟ้า (กิโลวัตต์ ชั่วโมง) เพื่อวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งก่อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้ในผู้วิจัยจะทำการเก็บตัวอย่างผลิตภัณฑ์ทุก ๆ 30 นาที เพื่อวิเคราะห์ค่าความชื้นด้วยเครื่องวัดความชื้นมาตรฐานยี่ห้อ Ohaus รุ่น MB25 ตลอดกระบวนการทดลอง จนกว่าจะได้ผลิตภัณฑ์ใบ

มะกรูดอบแห้งที่มีความชื้นต่ำกว่าร้อยละ 10 ฐานเปียก ซึ่งดีกว่ามาตรฐานผลิตภัณฑ์ชุมชนด้านผักและผลไม้แห้ง (9) เนื่องจากผู้วิจัยต้องการเพื่อสภาวะการดูดความชื้นกลับ (Hygroscopicity) ของผลิตภัณฑ์อบแห้งขณะทำการเก็บรักษาหรือรอการจำหน่าย จากนั้นจะนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองใช้เครื่องอบแห้งทั้ง 2 กรณี มาคำนวณค่าพารามิเตอร์ด้านสมรรถนะของเครื่องอบแห้งดังต่อไปนี้

- **อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER)** คือ ค่าที่แสดงถึงอัตราส่วนระหว่างปริมาณน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ต่อพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการอบแห้งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 5 (10)

$$SMER = \frac{W_i - W_f}{P_E} \quad (10)$$

SMER คือ อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ

(กิโลกรัมน้ำต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง)

$W_i$  คือ น้ำหนักของตัวอย่างก่อนอบแห้ง (กิโลกรัม)

$W_f$  คือ น้ำหนักของตัวอย่างหลังอบแห้ง (กิโลกรัม)

$P_E$  คือ พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการอบแห้ง (กิโลวัตต์ชั่วโมง)

- **อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC)** คือ ค่าที่แสดงถึงอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่ใช้ในการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ต่อปริมาณน้ำที่ระเหยออกจากวัสดุซึ่งค่านี้เป็นค่าส่วนกลับของ SMER สามารถคำนวณจากสมการที่ 6 (11)

$$SEC = \frac{3600P_E}{W_i - W_f} \quad (11)$$

- **ประสิทธิภาพเชิงพลังงานของระบบอบแห้ง** คือ ค่าที่แสดงถึงอัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ใช้ในการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ ต่อพลังงานทั้งหมดที่ ระบบใช้ตลอดกระบวนการอบแห้งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 7 (12)

$$\eta_{dryer} = \frac{m_w \cdot h_{fg}}{E_{total}} \times 100\% \quad (12)$$

$\eta_{dryer}$  คือ ประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง (ร้อยละ)

$m_w$  คือ มวลน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ (กิโลกรัม)

$h_{fg}$  คือ ความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอของน้ำ

ณ อุณหภูมิอบแห้ง (จุดต่อกิโลกรัม)

$E_{total}$  คือ พลังงานทั้งหมดที่ใช้ในการอบแห้ง (จูล)

### 3. ผลการวิจัยและอภิปราย

#### 3.1 การออกแบบและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ผลจากแบบจำลองการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางทั้ง 3 ขนาดดังกล่าวข้างต้นพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความยาวกลุ่มท่อเท่ากับ 60 เซนติเมตร สามารถสร้างผลต่างของอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของอากาศเย็นได้สูงที่สุด กล่าวคือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดดังกล่าวมีประสิทธิภาพในการอุ่นอากาศสูงกว่าอีกสองขนาด ทำให้ผู้วิจัยเลือกที่จะสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางต้นแบบ (HEX) ด้วยขนาดดังกล่าวแล้วทำการติดตั้งกับเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนขนาดกึ่งอุตสาหกรรมดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกับเครื่องอบแห้งแบบลมร้อนระดับกึ่งอุตสาหกรรม

#### 3.2 สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (HEX)

จากรูปที่ 4 จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของอากาศแห้งขาออก HEX ( $T_{c,o}$ ) ซึ่งใช้เดิมเข้าสู่ห้องอบแห้งจะเริ่มสูงกว่าอากาศแวดล้อมที่ไหลเข้า HEX ( $T_{c,i}$ ) เมื่อเวลาผ่านไปประมาณ 20 นาที โดยอุปกรณ์นี้สามารถอุ่นอากาศแห้งให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 6.00 องศาเซลเซียส และมีค่าเฉลี่ยตลอดกระบวนการอบแห้งเท่ากับ 4.42 องศาเซลเซียส ในขณะที่เดียวกันจากรูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิของอากาศชื้นที่ปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมมีค่าลดลง โดยมีผลต่างของอุณหภูมิของอากาศชื้นขาเข้า ( $T_{h,i}$ ) และขาออก ( $T_{h,o}$ ) มีค่าสูงสุดเท่ากับ 10.71 ในช่วงเริ่มต้นและมีค่าเฉลี่ยตลอดกระบวนการอบแห้งเท่ากับ 6.82 องศาเซลเซียส

งานวิจัยนี้ทำการควบคุมอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศชื้นและอากาศแห้งให้คงที่เท่ากันเท่ากับ 0.017 กิโลกรัมต่อวินาที ทั้งนี้เมื่อคำนวณจากผลต่างของอุณหภูมิกระแสน้ำร้อน (อากาศชื้น) และกระแสน้ำเย็น (อากาศแห้ง) ที่ไหลเข้าออก HEX ดังกล่าวข้างต้นตามสมการที่ 3 และ 4 พบว่า HEX มีค่าประสิทธิภาพและประสิทธิภาพในการทำงานร้อยละ 31.58 และ 64.81 ตามลำดับ โดยผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังตารางที่ 1

#### 3.3 สมรรถนะของเครื่องอบแห้ง

- อุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง

เครื่องอบแห้งในงานวิจัยนี้ใช้ชดเชยความร้อนไฟฟ้าในการผลิตลมร้อน ควบคุมการทำงานด้วยระบบ PID control ที่มีค่าความไว (Sensitivity)  $\pm 2$  องศาเซลเซียส กล่าวคือ เมื่อกำหนดอุณหภูมิอบแห้งเท่ากับ 55 องศาเซลเซียส ระบบควบคุมจะตัดการทำงานของขดลวดเมื่ออุณหภูมิของห้องอบแห้งมีค่าประมาณ 57 องศาเซลเซียส และจะสั่งงานให้ขดลวดกลับมาทำงานอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิของห้องอบแห้งลดลงจนมีค่าประมาณ 53 องศาเซลเซียส เพื่อรักษาค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิให้มีค่าประมาณ 55 องศาเซลเซียส ตามที่กำหนดไว้ตลอดกระบวนการอบแห้ง

จากรูปที่ 6 จะเห็นว่าเครื่องอบแห้งเดิม (ก่อนติดตั้ง HEX) และเครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุง (ติดตั้ง HEX) สามารถสร้างอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งให้ถึงค่าที่กำหนดโดยใช้เวลาประมาณ 15 นาที ทำให้เครื่องอบแห้งทั้งสองแบบมีอัตราการเพิ่มอุณหภูมิ (Heating Rate) ไม่แตกต่างกัน โดยเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ติดตั้ง EX มีค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งตลอดกระบวนการเท่ากับ 54.6 และ 54.8 องศาเซลเซียส ตามลำดับ

- อัตราการอบแห้ง

จากการทดลองอบแห้งใบมะกรูดสดที่มีความชื้นเริ่มต้นร้อยละ 61.20 และ 61.40 ฐานเปียก ด้วยเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ได้รับการปรับปรุง ตามลำดับ พบว่าเครื่องอบแห้งเดิมใช้เวลาในการอบแห้ง 360 นาที ได้ความชื้นสุดท้ายของผลิตภัณฑ์ร้อยละ 9.20 ฐานเปียก คิดเป็นน้ำหนักน้ำที่ระเหยออกจากวัตถุดิบเท่ากับ 8.59 กิโลกรัม ในขณะที่เครื่องอบแห้งที่ติดตั้ง HEX ได้ผลิตภัณฑ์ที่มีความชื้นสุดท้ายร้อยละ 9.11 ฐานเปียก มีน้ำหนักน้ำที่ระเหยออกจากวัตถุดิบเท่ากับ 8.63 กิโลกรัม ใช้เวลาในการอบ 360 นาที เท่ากัน

เมื่อพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงความชื้นของผลิตภัณฑ์ต่อระยะเวลาในการอบแห้ง พบว่าเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ได้รับการปรับปรุงมีอัตราการอบแห้ง (Drying Rate) เท่ากับ 1.43 และ 1.44 กิโลกรัมน้ำต่อชั่วโมง ตามลำดับ ทั้งนี้อัตราการเปลี่ยนแปลงความชื้นของใบมะกรูดต่อระยะเวลาในการอบแห้งของเครื่องอบแห้งทั้งสองแบบแสดงดังรูปที่ 7

#### - สมดุลพลังงาน

ไฟฟ้าที่จ่ายให้กับเครื่องอบแห้งจะเปลี่ยนสภาพเป็นความร้อนที่ขดลวดไฟฟ้า จากการทดลองพบว่าเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ติดตั้ง HEX ใช้ไฟฟ้าในการอบแห้งใบมะกรูดเท่ากับ 8.52 และ 7.72 กิโลวัตต์ชั่วโมง หรือคิดเป็นพลังงานที่จ่ายให้กับเครื่องอบแห้ง (Input) เท่ากับ 30,672 และ 27,792 กิโลจูล ตามลำดับ ทั้งนี้พลังงานดังกล่าวจะถูกแบ่งออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้

ส่วนที่ 1 พลังงานที่ใช้ในการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ (Output) สามารถคำนวณได้จากผลคูณของมวลน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์กับความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอของน้ำ ณ อุณหภูมิอบแห้ง จากการทดลองพบว่าเครื่องอบแห้งเดิมใช้พลังงาน 20,357 กิโลจูล ในการระเหยน้ำ 8.59 กิโลกรัม ออกจากใบมะกรูด ในขณะที่เครื่องอบแห้งซึ่งติดตั้ง EX ใช้พลังงาน 20,451 กิโลจูล ในการระเหยน้ำ 8.63 กิโลกรัม ออกจากใบมะกรูด จะสังเกตได้ว่าเครื่องอบแห้งทั้งสองแบบใช้พลังงานในส่วนนี้ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากใช้วัสดุและอุณหภูมิในการอบแห้งไม่แตกต่างกัน

ส่วนที่ 2 ความร้อนที่สูญเสียสู่สิ่งแวดล้อม (Waste Heat) เกิดจากการระบายอากาศร้อนขึ้นออกจากห้องอบแห้ง โดยเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ได้รับการปรับปรุงสูญเสียพลังงานในส่วนนี้เท่ากับ 3,390 และ 2,969 กิโลจูล ตามลำดับ

ส่วนที่ 3 ความร้อนที่ที่สามารถนำกลับมาใช้ (Waste Heat Recovered) พลังงานส่วนนี้จะเกิดขึ้นเมื่อเครื่องอบแห้งเดิมได้รับการปรับปรุงด้วยการติดตั้ง HEX เท่านั้น จากการทดลองพบว่า HEX ต้นแบบในงานวิจัยนี้สามารถนำความร้อนที่กลับมามีใช้ในการอุ่นอากาศแห้งได้ประมาณ 272 กิโลจูล หรือคิดเป็นร้อยละ 9.16 ของความร้อนที่ปล่อยทิ้ง

ส่วนที่ 4 พลังงานสูญเสียในระบบ (Energy Loss) เกิดจากความร้อนที่ถ่ายเทไปสู่ส่วนประกอบของระบบอบแห้ง

รวมถึง HEX และสิ่งแวดล้อม แทนที่จะถ่ายเทสู่ผลิตภัณฑ์ พลังงานส่วนนี้สามารถคำนวณได้จากพลังงานที่จ่ายให้กับเครื่องอบแห้ง (Input) ลบด้วยพลังงานสามส่วนดังกล่าวข้างต้น โดยเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ได้รับการปรับปรุงมีการสูญเสียพลังงานในส่วนนี้เท่ากับ 6,926 และ 4,099 กิโลจูล ตามลำดับ เมื่อนำข้อมูลจากการสมดุลพลังงานมาคำนวณพบว่าเครื่องอบแห้งเดิมและเครื่องที่ติดตั้ง EX มีค่าประสิทธิภาพในการทำงานร้อยละ 66.37 และ 73.59 ตามลำดับ เนื่องจากประสิทธิภาพที่สูงกว่าทำให้เครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุงมีอัตราการระเหยน้ำจำเพาะ (SMER) เพิ่มขึ้น 0.11 กิโลกรัมน้ำต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง และมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (SEC) ในการอบแห้งใบมะกรูดลดลงประมาณ 350 กิโลจูลต่อกิโลกรัมน้ำ โดยผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องอบแห้งแสดงดังตารางที่ 2

#### 3.4 อภิปรายผลการวิจัย

เนื่องจากขดลวดความร้อนที่ติดตั้งในเครื่องอบแห้งมีกำลังมากพอที่สร้างอุณหภูมิภายในห้องอบแห้งถึงกำหนดก่อนที่ HEX จะเริ่มอุ่นอากาศได้ ทำให้การติดตั้ง HEX ไม่ส่งผลต่ออัตราการเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องอบแห้ง ดังนั้นการใช้เครื่องอบแห้งทั้งสองแบบในการอบใบมะกรูดที่มีขนาดและความชื้นเริ่มต้นใกล้เคียงกัน ด้วยอุณหภูมิอบแห้งเฉลี่ยที่เท่ากัน จึงมีอัตราการอบแห้งที่ไม่ต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ แต่เทคนิคการนำความร้อนที่กลับมามีใช้ทำให้เครื่องอบแห้งที่ติดตั้ง HEX มีอุณหภูมิของอากาศแห้งที่เดิมเข้าสู่ระบบสูงกว่าเครื่องเดิม จึงทำให้ขดลวดความร้อนซึ่งมีหน้าที่ผลิตความร้อนทำงานน้อยลงส่งผลให้เครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุงสามารถประหยัดพลังงานในการอบแห้งและมีประสิทธิภาพสูงกว่าเครื่องเดิม

#### 4. บทสรุป

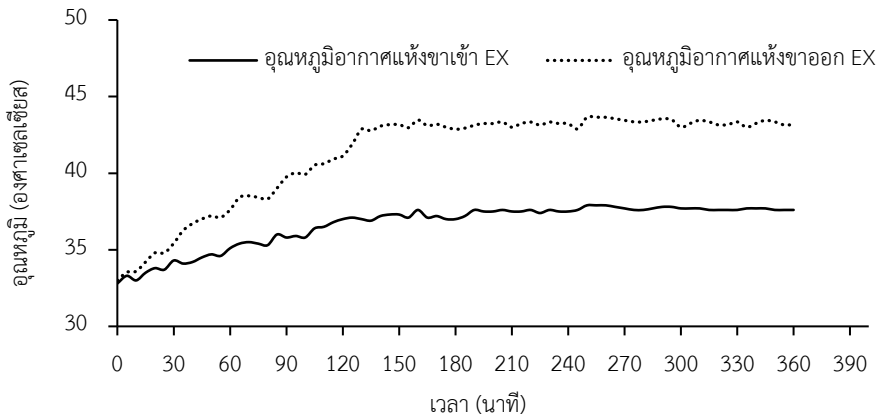
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง (HEX) ในงานวิจัยนี้ ออกแบบเพื่อการนำความร้อนที่กลับมามีใช้ในการอุ่นอากาศแห้งที่เดิมเข้าสู่ระบบ ภายในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนของ HEX ติดตั้งกลุ่มท่อที่มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนรวม 1.13 ตารางเมตร จากผลการทดลองอบแห้งใบมะกรูดด้วยอุณหภูมิ 55 องศาเซลเซียส พบว่าการติดตั้ง HEX ต้นแบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิอากาศแห้งก่อนเดิมเข้าสู่ห้องอบแห้งให้สูงขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 12.28 และลดอุณหภูมิของ

อากาศขึ้นก่อนปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมได้เฉลี่ยร้อยละ 12.40 ซึ่งเกิดจากการนำความร้อนที่ทิ้งกลับมาใช้ส่งผลให้เครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุงใช้พลังงานในการอบแห้ง (Input) ลดลงร้อยละ 9.39 ในขณะที่ความสามารถในการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ (Output) ไม่เปลี่ยนแปลงไป ทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องอบแห้งที่ได้รับการปรับปรุงด้วยการติดตั้ง HEX เพิ่มขึ้นจากเดิมร้อยละ 10.88

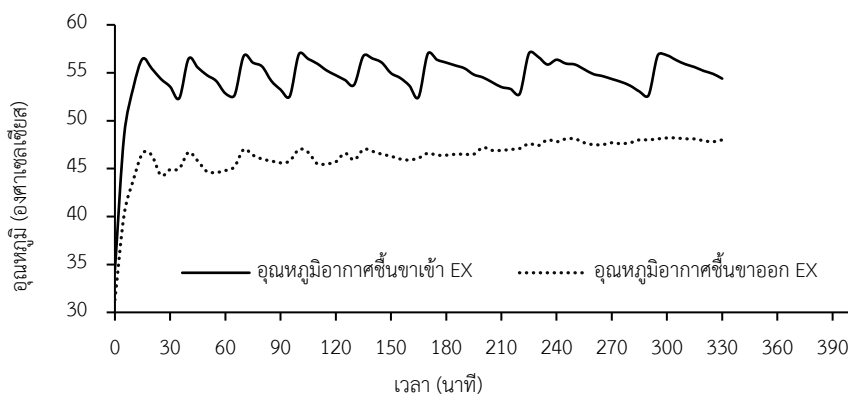
5. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณทุนอุดหนุนการทำวิทยานิพนธ์ในโครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิต

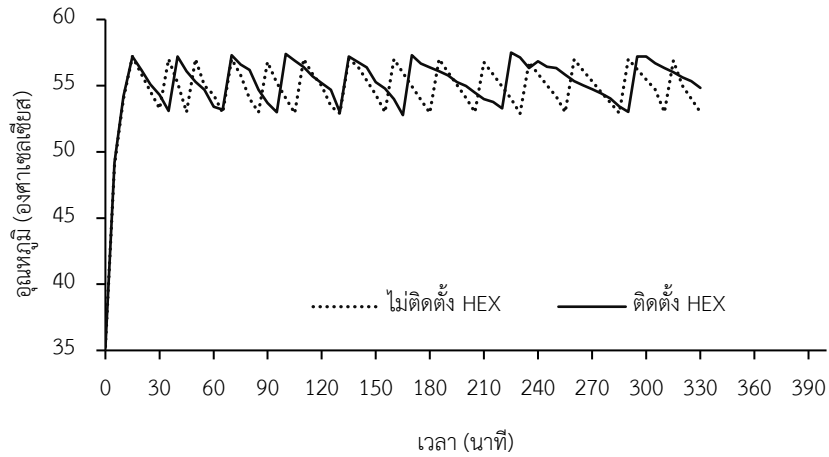
ทางด้านพลังงานในกลุ่มประเทศอาเซียนในระดับบัณฑิตศึกษา จากวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ทุนการศึกษาระดับบัณฑิตศึกษาในโครงการทุนศึกษย์กัญญา ประจำปี 2562 จากบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ทุนวิจัยบัณฑิตศึกษาด้านการเกษตรและอุตสาหกรรมเกษตร ประจำปี 2563 จากสำนักงานพัฒนาการวิจัยการเกษตร (องค์การมหาชน) และทุนสนับสนุนงานพื้นฐาน (Fundamental Fund) จากกองทุนส่งเสริมวิทยาศาสตร์ วิจัยและนวัตกรรม (กองทุนส่งเสริม ววน.) ประจำปี 2562 และ 2563 ผ่านมหาวิทยาลัยแม่โจ้มา ณ ที่นี้



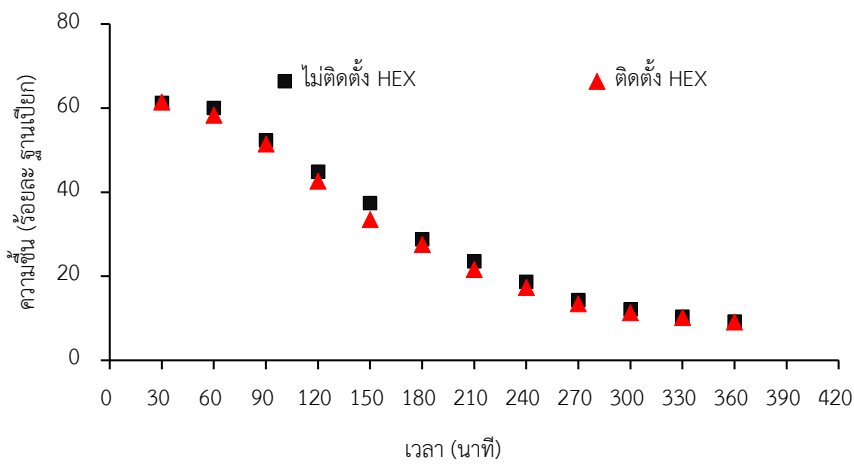
รูปที่ 4 อุณหภูมิอากาศแห้งขาเข้า ( $T_{c,i}$ ) และขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $T_{c,o}$ )



รูปที่ 5 อุณหภูมิอากาศชื้นขาเข้า ( $T_{h,i}$ ) และขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $T_{h,o}$ )



รูปที่ 6 อุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง



รูปที่ 7 อัตราการเปลี่ยนแปลงความชื้นของใบมะกรูด

**ตารางที่ 1 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน**

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	
การเพิ่มอุณหภูมิอากาศแห้งที่เติมเข้าสู่ระบบอบแห้ง (สูงสุด/เฉลี่ย) (องศาเซลเซียส)	6.00/4.42
การลดอุณหภูมิอากาศชื้นที่ปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม (สูงสุด/เฉลี่ย) (องศาเซลเซียส)	10.71/6.82
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ร้อยละ)	31.58
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ร้อยละ)	64.81

**ตารางที่ 2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องอบแห้ง**

ค่าพารามิเตอร์	ไม่ติดตั้ง HEX	ติดตั้ง HEX	การเปลี่ยนแปลง
ความชื้นใบมะกรูดเริ่มต้น (ร้อยละ ฐานเปียก)	61.20	61.40	ไม่แตกต่าง
น้ำหนักใบมะกรูดเริ่มต้น (น.น./น.น.ของแห้ง) (กิโลกรัม)	15.00 (9.18/5.82)	15.00 (9.21/5.79)	
ความชื้นใบมะกรูดสุดท้าย (ร้อยละ ฐานเปียก)	9.20	9.11	ไม่แตกต่าง
น้ำหนักใบมะกรูดสุดท้าย (น.น./น.น.ของแห้ง) (กิโลกรัม)	6.41 (0.59/5.82)	6.37 (0.58/5.79)	
น้ำหนักน้ำระเหย (กิโลกรัม)	8.59	8.63	ไม่แตกต่าง
ระยะเวลาในการอบแห้ง (นาที)	360	360	ไม่แตกต่าง

ค่าพารามิเตอร์	ไม่ติดตั้ง HEX	ติดตั้ง HEX	การเปลี่ยนแปลง
อัตราการอบแห้ง (กิโกรัมน้ำต่อชั่วโมง)	1.43	1.44	ไม่แตกต่าง
ไฟฟ้าที่จ่ายให้กับเครื่องอบแห้ง (กิโวัตต์ชั่วโมง)	8.52	7.72	ลดลง ร้อยละ 9.39
พลังงานที่จ่ายให้กับเครื่องอบแห้ง (input) (กิโจูล)	30,672	27,792	ลดลง ร้อยละ 9.39
พลังงานที่ใช้ในการระเหยน้ำ (output) (กิโจูล)	20,357	20,451	ไม่แตกต่าง
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ (waste heat recovered) (กิโจูล)	0.00	272	
ความร้อนที่สูญเสียไป (waste heat) (กิโจูล)	3,390	2,969	ลดลง ร้อยละ 12.40
พลังงานสูญเสียในระบบ (energy loss) (กิโจูล)	6,926	4,099	ลดลง ร้อยละ 40.81
อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ SEC (กิโจูลต่อกิโกรัมน้ำ)	3,571	3,220	ลดลง ร้อยละ 9.81
อัตราการระเหยน้ำจำเพาะ SMER (กิโกรัมน้ำต่อกิโวัตต์ชั่วโมง)	1.01	1.12	เพิ่มขึ้น ร้อยละ 10.89
ประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง (ร้อยละ)	66.37	73.59	เพิ่มขึ้น ร้อยละ 10.88

### 6. เอกสารอ้างอิง

- Energy statistics of Thailand. Energy Policy and Planning Office. Ministry of Energy. Thailand; 2019. Thai.
- Energy conservation in thermal system, Bureau of Energy Human Resource Development. Department of Alternative Energy Development and Efficiency. Ministry of Energy. Thai.
- Dussadee N. Agricultural products Drying with renewable energy. Basics and Applications. Maejo University Press. Chiang Mai Thailand; 2016. Thai.
- Piamdee J. Design and Construction of Heat HEXchanger for Waste Heat Recovery in a Snack Drying Process. MEng thesis. Chiang Mai University Chiang Mai Thailand; 2002. Thai.
- Akbari A, Kouravand S, Chegini G. Experimental analysis of a rotary heat exchanger for waste heat recovery from the exhaust gas of dryer. Appl Therm Eng. 2018 Jun;138:668–74.
- Kunlawaniteewat J. Heat HEXchanger Network Control Structure Design. MEng thesis. Chulalongkorn University Bangkok Thailand; 2001. Thai.
- Kraitonga K, Nuntaphan A. Application of Cross Flow Heat Exchanger Modified from Automobile Air conditioning Condenser: A Case Study of Waste Heat Recovery from Hot Water for Air Preheating. 2005; 13(1):(1):13–23.
- Cengel YA. Heat Transfer. A Practical Approach. 2nd ed Singapore: McGraw - Hill International Edition; 2003.
- Thai Community Product Standard. TCPS 136/2015. Dried Fruits and Vegetables. Thai Industrial Standards Institute. Ministry of Industry Thailand. 2015. Thai.
- Sarkar J, Bhattacharyya S, Gopal MR. Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Dryer: Part 2. Validation and Simulation Results. Dry Technol. 2006 Dec; 24 (12):1593–600.

11. Charoenvai SC, Yingyuen W, Jewyee A, Rattanadecho P, Vongpradubchai S. Analysis of Energy Consumption in a Drying Process of Particleboard Using a Combined Multi-Feed Microwave-Convective Air and Continuous Belt System (CMCB).Sci Technol Asia. 2013;1-15.
12. Syahrul S, Dincer I, Hamdullahpur F. Thermodynamic modeling of fluidized bed drying of moist particles. Int J Therm Sci. 2003 Jul;42(7):691-701.