



แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศ โดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบน้ำร้อน Mathematical Model of a Heat Pump Vacuum Dryer

รตินันท์ เหลื่อมพล และ สมนึก วีระกุลพิศุทธิ์

Ratinun Luampon and Somnuk Theerakulpisit

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น 123 ถ.มิตรภาพ อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002

Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Khonkaen University,
123, Mittrapab Rd., Muang, Khonkaen, 40002

E-mail: Luampon_R@hotmail.com, Telephone 084-030-7600

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบน้ำร้อน โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งนี้จะประกอบไปด้วย 3 แบบจำลอง ได้แก่ แบบจำลองเครื่องสูบน้ำร้อน แบบจำลองห้องอบแห้งสุญญากาศ และแบบจำลองน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ จากการศึกษาได้นำความรู้ทางวิศวกรรมด้านการถ่ายเทความร้อน อุณหพลศาสตร์ และกลศาสตร์ของไหลมาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแต่ละอุปกรณ์แล้วนำไปเขียนในโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์เพื่อทำนายการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ แล้วเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง ผลการทดลองพบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นสามารถแสดงผลการคำนวณได้สอดคล้องกับผลการทดลองจริงและมีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางเดียวกัน มีค่าความคลาดเคลื่อน (Root mean square error, RMSE) ของแต่ละตัวแปรที่ศึกษาอยู่ระหว่าง 0.16 - 9.78 ทำให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถนำมาใช้ทำนายตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของเครื่องอบแห้งนี้ได้และยังสามารถนำไปใช้ศึกษาและพัฒนากระบวนการอบแห้งในระบบสุญญากาศต่อไปได้ในอนาคต

คำสำคัญ: แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ การอบแห้งระบบสุญญากาศ เครื่องสูบน้ำร้อน

ABSTRACT

This thesis deals with mathematical modeling of a vacuum heat pump dryer. The model consists of three main parts, namely a heat pump model, drying chamber model and vacuum pump cooling water model. The mathematical model was constructed based on the fundamental knowledge of heat transfer, thermodynamics, fluid mechanics and physical data and properties of the actual heat pump. The mathematical modeling of three main parts was coded into a computer program which was used to predict parameters of a vacuum heat pump dryer. Actual drying experiments of a vacuum heat pump dryer were conducted for the purpose of verifying the mathematical model. The experimental drying data revealed that the mathematical model predicted the vacuum heat pump dryer parameters within good agreement with the experiment and have root mean square error (RMSE) for the dryer parameters in range 0.16 - 9.78. As a result, the model can use to predict the operation parameters of the dryers and can use to study and develop a vacuum drying process in further.

Keywords: Mathematical model, Vacuum drying, Heat pump drying

1. บทนำ

ปัจจุบันการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรนิยมใช้เครื่องอบแห้งแบบสุบความร้อนเนื่องจากเป็นการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพและเครื่องสุบความร้อนยังมีความสามารถในการประหยัดพลังงานสูง เพราะสามารถใช้พลังงานความร้อนทั้งที่อยู่ในรูปแบบความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ยังสามารถนำความชื้นไปลดความชื้นของอากาศร้อนที่ใช้ในการอบแห้งให้ลดต่ำลงได้ [1] มีผลทำให้สามารถทำการอบแห้งได้เร็วขึ้น มีอัตราการอบแห้งที่สูงอุณหภูมิการอบแห้งจะอยู่ในช่วงประมาณ 55-70 องศาเซลเซียส ทำให้ผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการอบแห้งจัดอยู่ในเกณฑ์ที่ดี [2] เหมาะสำหรับการอบแห้งผลิตภัณฑ์ที่มีความอ่อนไหวต่อความร้อนสูง [3] นอกจากนี้ความชื้นที่ได้จากคอยล์เย็นของเครื่องสุบความร้อนยังสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์อื่นได้อีก เช่น ระบบทำความเย็นในอาคารและระบบน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ สำหรับการออกแบบเครื่องอบแห้งและการวิเคราะห์กระบวนการอบแห้งจำเป็นต้องมีการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งแต่ละชนิด โดย Theerakulpisut [4] ได้อธิบายถึงการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องสุบความร้อนเพื่อใช้ในการศึกษากระบวนการอบแห้ง โดยได้อธิบายถึงวิธีสร้างแบบจำลอง สมการต่างๆ และวิธีการคำนวณแบบจำลองย่อยของแต่ละชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องสุบความร้อน ซึ่งพบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นมีความแม่นยำสูงและเหมาะที่จะนำไปศึกษาระบบอบแห้งด้วยเครื่องสุบความร้อนต่อไปและยังสามารถนำไปใช้ร่วมกับการหาสมการการอบแห้งได้อีกด้วย

การอบแห้งในสภาวะสุญญากาศเป็นกระบวนการอบแห้งอีกวิธีหนึ่งที่มีอัตราการอบแห้งสูง เพราะกระบวนการอบแห้งที่ความดันต่ำกว่าบรรยากาศจะส่งผลให้ความดันไอน้ำในอากาศลดลง ผลต่างระหว่างความดันไอน้ำที่ผลิตภัณฑ์กับอากาศจึงมีมากขึ้น ทำให้อัตราการถ่ายเทน้ำจากภายในมาที่ผิวของผลิตภัณฑ์เกิดขึ้นได้ง่าย [5] ผลิตภัณฑ์อบแห้งที่ได้จึงมีสี รสชาติ กลิ่น และคุณภาพประโยชน์ใกล้เคียงกับผลิตภัณฑ์สด เพราะการทำงาน

ของเอนไซม์ที่เป็นต้นเหตุทำให้สีและรสชาติเปลี่ยนแปลงไม่เกิดขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิในการอบแห้งต่ำ ปริมาณออกซิเจนน้อยและใช้เวลาไม่นาน นอกจากนี้รูปร่างของผลิตภัณฑ์แห้งที่ได้ยังเปลี่ยนแปลงน้อยเมื่อเทียบกับการอบแห้งแบบลมร้อนทั่วไป [6] แหล่งความร้อนที่นำมาใช้ในห้องอบแห้งในสภาวะสุญญากาศมีอยู่หลายรูปแบบ เช่น ลวดความร้อนไฟฟ้า คลีนไมโครเวฟ ไอน้ำร้อน และเครื่องสุบความร้อน ซึ่งแต่ละรูปแบบมีข้อดีและข้อเสียต่างกัน

การอบแห้งระบบสุญญากาศร่วมกับเครื่องสุบความร้อนจึงเป็นการรวมข้อดีของระบบสุญญากาศและเครื่องสุบความร้อนเข้าด้วยกัน กลไกการอบแห้งจึงมีความซับซ้อนมากกว่าการอบแห้งที่สภาวะความดันปกติ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการอบแห้งระบบสภาวะสุญญากาศยังมีข้อมูลในการศึกษาวิจัยน้อย จึงมีความจำเป็นที่ต้องมีการนำมาศึกษาเพิ่มมากขึ้น ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นจะสามารถนำไปทำนายการทำงานของเครื่องอบแห้ง สามารถนำไปใช้ออกแบบเครื่องอบแห้งและออกแบบกระบวนการอบแห้งเพื่อให้อัตราการอบแห้งเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเป็นการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสุบความร้อนเพื่อนำไปทำนายการทำงานของเครื่องอบแห้ง ผลการทำนายที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะสามารถตรวจสอบความถูกต้องได้จากการเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง

2. งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องสุบความร้อน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีการศึกษาอย่างละเอียดในทุกอุปกรณ์ได้แก่เครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่องทำระเหย (Evaporator) ท่อลดความดัน (Capillary tube) และเครื่องอัดไอ (Compressor) โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้นำความรู้ทางวิศวกรรมด้านการถ่ายเทความร้อน อุณหพลศาสตร์ และกลศาสตร์ของ

ไหลมาสร้างสมการ ทั้งนี้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนจะใช้ทฤษฎี Effectiveness-NTU และใช้ หลักการของ Newton-Raphson มาแก้สมการ สำหรับ รายละเอียดของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใน ส่วนประกอบต่างๆ ของเครื่องสูบน้ำร้อนสามารถศึกษา ได้จาก [4] และ [7] โดยสารทำความเย็นในระบบเป็น R-22 คุณสมบัติทางความร้อนใช้สมการตาม [8] เหมาะ สำหรับโปรแกรมคอมพิวเตอร์และคุณสมบัติทางกายภาพ ใช้สมการตาม [9] และ [10]

2.2 การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอยล์ อบอุ่นในห้องอบแห้งสุญญากาศ

ภายในห้องอบแห้งสุญญากาศมีอุปกรณ์สำคัญคือ คอยล์อบอุ่นซึ่งทำหน้าที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนและ ควบคุมอุณหภูมิสำหรับทำการอบแห้ง โดยมีเครื่องทำ สุญญากาศทำการดูดอากาศออกจากห้องอบแห้งเพื่อทำให้ ความดันในห้องอบแห้งลดลง จะมีอากาศไหลจากภายนอก เข้าห้องอบแห้งตลอดเวลา โดยกำหนดสมมุติฐานเบื้องต้น ดังนี้

1. อัตราการไหลของอากาศผ่านคอยล์อบอุ่นเท่ากัน ทุกพื้นที่หน้าตัดคอยล์และเป็นการไหลผ่านคอยล์แบบของ ไหลไหลผ่านกันโดยไม่ผสมกัน (Cross flow fluid unmixed)
 2. การกระจายตัวของอุณหภูมิ ความดันและความเร็วอากาศในห้องอบแห้งเท่ากันทุกจุด
 3. อากาศเกิดการไหลเวียนในทิศทางเดียวกัน ตลอดเวลา
 4. การไหลของอากาศเป็นแบบพาความร้อนโดยธรรมชาติและการไหลของสารทำความเย็นเป็นแบบบังคับ
 5. กำหนดให้อากาศเป็นแก๊สจินตภาพ
- สถานะของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอยล์อบอุ่น กำหนดให้เป็นไอยิ่งยวด (Desuperheated zone) โดย พื้นที่ส่วนของไอยิ่งยวด (A_{hdsh}) มีค่าเท่ากับพื้นที่ของ คอยล์อบอุ่น (A_h) โดยอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ ทางออกของคอยล์อบอุ่นจะคำนวณได้จาก

$$t_o = t_{air} + (t_i - t_{air}) \exp\left(\frac{-U_{hdsh} A_{hdsh}}{m_r \cdot c_{pr}}\right) \quad (1)$$

จากสมการที่ (1) จะเริ่มต้นสมมุติค่าอุณหภูมิของ อากาศในห้องอบแห้ง t_{air} โดยค่าที่สมมุติขึ้นจะสามารถ ตรวจสอบความถูกต้องได้จากผลการทดลอง โดยค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะคำนวณได้ดังนี้

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ho}}{d_{hi} h_r} + \frac{d_{ho} \ln \frac{d_{ho}}{d_{hi}}}{2k_h} + \frac{1}{h_{as}}} \quad (2)$$

การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ของสารทำความเย็น (h_r) ใช้สมการของ Dittus Boelter การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ อากาศที่ผ่านคอยล์อบอุ่น (h_{as}) เมื่อลักษณะของคอยล์ อบอุ่นเป็นแบบท่อและครีบลูกคลื่น (wavy fin and tube) ใช้สมการความสัมพันธ์ของ Webb ที่ได้สร้างขึ้น เพื่อทำนายค่านี้โดยเฉพาะ โดยสมการจะเป็นฟังก์ชันของ สภาวะการไหลและลักษณะรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน [11]

ถ้าอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกคอยล์อบอุ่นที่ คำนวณได้จากสมการที่ (1) มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ อุณหภูมิของคอยล์อบอุ่น สถานะสารทำความเย็นของ คอยล์จะกำหนดให้เป็นไอยิ่งยวดทั้งหมด ดังนั้นค่าการ ถ่ายเทความร้อนจะคำนวณได้จาก

$$q_{hdsh} = m_r (h_i - h_o) \quad (3)$$

แต่ถ้าสารทำความเย็นที่คำนวณได้มีค่าน้อยกว่า อุณหภูมิของคอยล์อบอุ่นจะทำให้คอยล์อบอุ่นมีส่วน ของผสม (Two-phase zone) และของเหลวเย็น (Subcooled zone) เกิดขึ้น ในเงื่อนไขนี้ค่าการถ่ายเท ความร้อนของส่วนไอยิ่งยวดคำนวณได้จาก

$$q_{hdsh} = m_r (h_i - h_{gc}) \quad (4)$$

และพื้นที่ของส่วนไอยิ่งยวดจะคำนวณได้จาก

$$A_{hdsh} = \frac{-m_r \cdot c_{pr}}{U_{hdsh}} \ln\left(\frac{t_c - t_{air}}{t_i - t_{air}}\right) \quad (5)$$

ดังนั้น พื้นที่ส่วนของผสมจะคำนวณได้จาก

$$A_{hnp} = A_h - A_{hdsh} \quad (6)$$

ค่าคุณภาพสารทำความเย็น (Refrigerant quality) ที่ทางออกคอยล์อบแห้ง (x_o) สมมุติขึ้นเพื่อนำไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในส่วน ofผสม (U_{hnp}) จากนั้นจึงคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนของส่วน ofผสมตามสมการที่ (7) แล้วจะนำไปเปรียบเทียบกับค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จากผลต่างของเอนทาลปีระหว่างทางเข้าและทางออกของส่วน ofผสมตามสมการที่ (8)

$$q_{uhnp} = U_{hnp} A_{hnp} (t_c - t_{air}) \quad (7)$$

$$q_{hhnp} = m_r \cdot (h_{gc} - h_o) \quad (8)$$

โดยค่าคุณภาพสารทำความเย็นที่ทางออกคอยล์อบแห้ง (x_o) คำนวณได้จาก

$$h_o = h_{fg} - x_o h_{fg} \quad (9)$$

ถ้าค่าของ q_{uhnp} และ q_{hhnp} มีค่าไม่เท่ากันหรือต่างกันมากเกินไปที่จะยอมรับได้ จะทำการเปลี่ยนค่า x_o และค่า U_{hnp} , q_{uhnp} และ q_{hhnp} จะถูกคำนวณใหม่จนกว่าค่าของ q_{uhnp} และ q_{hhnp} เท่ากันหรือต่างกันจนสามารถยอมรับได้ ถ้าค่า x_o ที่ได้มีค่าน้อยกว่าศูนย์ สถานะของสารทำความเย็นจะเกิดส่วนของของเหลวเย็น (Subcooled zone) ขึ้น ซึ่งในเงื่อนไขนี้ค่าการถ่ายเทความร้อนในส่วน ofผสม (q_{hnp}) จะคำนวณได้จาก

$$q_{hnp} = m_r \cdot h_{fg} \quad (10)$$

$$A_{hnp} = \frac{q_{hnp}}{U_{hnp} (t_c - t_{air})} \quad (11)$$

ดังนั้นพื้นที่ในส่วน ofเหลวเย็นจะคำนวณได้จาก

$$A_{hsc} = A_h - A_{hdsh} - A_{hnp} \quad (12)$$

อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอยล์อบแห้งจะคำนวณได้จาก

$$t_o = t_{air} + (t_c - t_{air}) \exp\left(\frac{-U_{hsc} A_{hsc}}{m_r \cdot c_{pr}}\right) \quad (13)$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนในส่วน ofเหลวเย็นจะคำนวณได้จาก

$$q_{hsc} = m_r \cdot (h_{fc} - h_o) \quad (14)$$

ดังนั้นค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของคอยล์อบแห้งจะคำนวณได้จาก

$$q_h = q_{hdsh} + q_{hnp} + q_{hsc} \quad (15)$$

ระหว่างกระบวนการคำนวณเมื่อค่าของ q_{uhnp} และ q_{hhnp} เท่ากันหรือต่างกันจนสามารถยอมรับได้แต่ค่าของ x_o มีค่ามากกว่าศูนย์ สถานะของสารทำความเย็นในส่วน ofเหลวเย็นจะไม่เกิดขึ้น ซึ่งจะทำให้ $q_{hsc}=0$, $t_o=t_c$ และ q_{hnp} จะคำนวณได้จาก

$$q_{hnp} = m_r \cdot (h_{gc} - h_o) \quad (16)$$

สำหรับค่าอุณหภูมิของอากาศในห้องอบแห้งที่สมมุติขึ้นในครั้งแรกจะถูกนำไปใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิอากาศในห้องอบแห้งเมื่อเวลาในการอบแห้งมีการเปลี่ยนแปลง และค่าอุณหภูมิอากาศในห้องอบแห้งใหม่ที่จะคำนวณได้ในรอบล่าสุดจะนำไปใช้ในการคำนวณของรอบต่อไปเรื่อย ๆ จนกว่ากระบวนการอบแห้งจะสิ้นสุด อุณหภูมิของอากาศในห้องอบแห้งที่เปลี่ยนแปลงไปในหนึ่งนาทีจะคำนวณได้ดังนี้

$$t_{air,i+1} = t_{air,i} + \frac{60q_h}{M_a c_{pa}} \quad (17)$$

$$t_{air,new} = \frac{t_{air,i+1} + t_{air,i}}{2} \quad (18)$$

เพื่อเป็นการรักษาความดันในห้องอบแห้งจึงกำหนดให้เครื่องทำสูญญากาศมีการทำงานตลอดและจะเปิดวาล์วอากาศที่ห้องอบแห้งเพื่อให้อากาศภายนอกไหลเข้าไปสู่ห้องอบแห้ง ซึ่งการไหลของอากาศนี้จะถือว่ามีอัตราการไหลเข้ามา ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนจะเกิดจากการพาความร้อนโดยธรรมชาติเป็นส่วนใหญ่ กำหนดให้ การผสมกันของอากาศที่เข้าไปในห้องอบแห้งมีการผสมกันอย่างดี การกระจายตัวของอุณหภูมิอากาศคงตัว โดยสมมุติให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากห้องอบแห้งมีค่าเท่ากับอุณหภูมิอากาศในห้องอบแห้ง จากสมการสมดุลทางพลังงานจะสามารถเขียนได้ดังนี้

$$M_a c_a \frac{dt_a}{d\tau} = q_h + m_r \cdot c_a (t_{ai} - t_a) \quad (19)$$

$$t_a = C_1 \exp\left(-\frac{m_r \cdot c_a}{M_a} \tau\right) + \left(\frac{q_h + m_r \cdot c_a t_{ai}}{m_r \cdot c_a}\right) \quad (20)$$

ค่าคงที่ C_1 คำนวณได้จากข้อกำหนดค่าสภาวะเริ่มต้นของระบบ $t_w=t_{w,i}$ เมื่อ $\tau=0$ แล้วแทนค่ากลับไปสมการที่ (20)

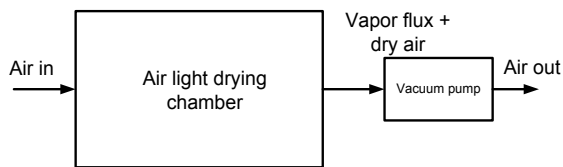
$$t_a = \left[t_{a,i} - \left(\frac{q_h + \dot{m}_a c_a t_{ai}}{\dot{m}_a c_a} \right) \right] \exp\left(-\frac{\dot{m}_a}{M_a} \tau\right) + \left(\frac{q_h + \dot{m}_a c_a t_{ai}}{\dot{m}_a c_a} \right) \quad (21)$$

สมการที่ (21) จะใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิอากาศในห้องอบแห้งที่เวลา τ ใดๆ เมื่อกำหนดให้ค่าความร้อนของคอยล์อบแห้ง (q_h) มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงเวลาหนึ่งนาที สมการที่ (21) จะเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$t_a = \left[t_{a,i} - \left(\frac{q_h + \dot{m}_a c_a t_{ai}}{\dot{m}_a c_a} \right) \right] \exp\left(-\frac{60\dot{m}_a}{M_a} \tau\right) + \left(\frac{q_h + \dot{m}_a c_a t_{ai}}{\dot{m}_a c_a} \right) \quad (22)$$

2.3 การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการเกิดสภาวะสูญญากาศในห้องอบแห้ง

เพื่อรักษาภาวะสูญญากาศในห้องอบแห้งจะกำหนดให้เครื่องทำสูญญากาศทำงานตลอดเวลาเพื่อดูดอากาศและไอน้ำออกจากห้องอบแห้ง และจะเปิดวาล์วอากาศเพื่อให้อากาศจากภายนอกไหลเข้าไปยังห้องอบแห้ง แสดงได้ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 การไหลของอากาศและไอน้ำเข้าและออกจากห้องอบแห้งสูญญากาศ

รูปที่ 1 แสดงการไหลของอากาศและไอน้ำ โดยความดันรวมของอากาศในห้องอบแห้งจะมีค่าเท่ากับผลรวมของความดันอากาศและความดันของไอน้ำ

$$P_{vc} = P_a + P_v \quad (23)$$

อัตราการไหลเชิงปริมาตรอากาศที่ทำให้เกิดสภาวะสูญญากาศโดยเครื่องทำสูญญากาศ หาได้ [12]

$$S = \eta \frac{V}{t_{fp}} \ln \frac{P_0}{P_{fp}} \quad (24)$$

เมื่อความดันของน้ำที่จุดวาบ (Flash point) คือค่าความดันที่สภาวะของเหลวอิมัตว์ของอุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการอบแห้ง อัตราการไหลของอากาศผ่านเครื่องทำสูญญากาศหาได้

$$\dot{m}_r = S \rho_a \quad (25)$$

โดยที่ความหนาแน่นของอากาศมีค่าเท่ากับ

$$\rho_a = \frac{P_a M_a}{RT_{Kvc}} \quad (26)$$

ภายใต้สภาวะสูญญากาศ อากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ห้องอบแห้งตลอดเวลาเพื่อรักษาความดัน โดยจะกำหนดให้เป็นการไหลผ่านหัวฉีด (Nozzle leak valve) ซึ่งการไหลของอากาศเป็นแบบบีบอัดได้ด้วยกระบวนการอะเดียบาติก (Adiabatic compressible flow) ดังนั้นอัตราการไหลของอากาศเข้าไปยังห้องอบแห้งจะหาได้จาก [13]

$$\dot{m}_{a,i} = A_i \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{P_{atm}^2 M_a}{RT_{Kvc}} \right) \right]^{0.5} \times \left[\left(\frac{P}{P_{atm}} \right)^{\frac{1+\gamma}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_{atm}} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (27)$$

ถ้าความดันของห้องอบแห้งมีค่าต่ำกว่าความดันวิกฤต คือ จุดที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนสถานะของของเหลวอิมัตว์เป็นสถานะไออิมัตว์ทันทีและทำให้ทั้งสองสถานะนี้มีคุณสมบัติเหมือนกัน ค่าความดันสูญญากาศ (P) ในสมการที่ (27) จะถูกแทนค่าด้วยความดันวิกฤตดังนี้

$$P_c = P_0 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad (28)$$

โดยที่ $\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$

ดังนั้นอัตราการไหลรวมของอากาศที่ไหลเข้าห้องอบแห้งสูญญากาศจะมีค่า

$$\dot{m}_{a,e} = \dot{m}_{a,o} - \dot{m}_{a,i} \quad (29)$$

2.4 การศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ

ถึงน้ำเย็นของเครื่องอบแห้งทำหน้าที่เป็นแหล่งเก็บกักความร้อนที่ได้มาจากเครื่องทำระเหยของเครื่องสูบน้ำร้อน ซึ่งน้ำเย็นที่ได้จะถูกนำไปใช้หล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศโดยการออกแบบในส่วนของถึงน้ำเย็นจะใช้หลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลแบบสวนทาง (Counter flow) ซึ่งอุณหภูมิน้ำเย็นที่ได้จะสูงกว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นและกำหนดให้ค่าความร้อนฝั่งของน้ำหล่อเย็นจะมีค่าเท่ากับฝั่งสารทำความเย็นจะสามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้ [14]

$$q_w = q_r \quad (30)$$

ค่าความร้อนของสารทำความเย็นคำนวณจากผลต่างของเอนทาลปี โดยค่า h_5 กำหนดให้มีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีที่ทางออกของท่อลดความดัน (Capillary tube) ดังนี้

$$q_r = \dot{m}_r (h_6 - h_5) \quad (31)$$

เมื่อกำหนดให้ลักษณะของถึงน้ำเย็นและเครื่องทำระเหยมีลักษณะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger) และมีการไหลแบบสวนทาง (Counter flow) การคำนวณอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องทำระเหยคำนวณได้จาก [7]

$$t_6 = t_{wm} + (t_5 - t_{wm}) \exp\left(\frac{-UA}{\dot{m}_r c_{pr}}\right) \quad (32)$$

โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องทำระเหยหาได้จาก

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ho}}{d_{hi} h_r} + \frac{d_{ho} \ln \frac{d_{ho}}{d_{hi}}}{2k_h} + \frac{1}{h_{ws}}} \quad (33)$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นจะสามารถคำนวณได้จากสมการของ Dittus-Boelter ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำจะใช้

สมการของ Churchill & Chu [15] โดยการถ่ายเทความร้อนภายนอกถือเป็นแบบพาความร้อน โดยธรรมชาติเพราะน้ำเย็นไหลเวียนช้ามากและมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างช้าๆ ส่วนการไหลของสารทำความเย็นภายในท่อเครื่องทำระเหยเป็นแบบบังคับ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำแสดงได้ดังนี้

$$Nu_m = 0.36 + \frac{0.518 Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (34)$$

; $Ra < 10^9$

$$Nu_m = \left[0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2 \quad (35)$$

; $Ra \geq 10^9$

$$Nu_m = \frac{h_{ws} L_w}{k} \quad (36)$$

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_r - T_{wm}) L^3}{\nu^2} \quad (37)$$

$$Ra = Gr_L Pr \quad (38)$$

ในการศึกษานี้ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น t_{wm} จะถูกสมมุติขึ้นมาก่อน แล้วจะเริ่มค้นหาค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกเครื่องทำระเหย (t_6) จากสมการที่ (32) แล้วจะนำค่า t_6 ไปคำนวณหาค่าความร้อนที่เกิดขึ้นในสมการที่ (31) จากนั้นจะนำค่า q_w ที่ได้ไปแทนในสมการที่ (39) เพื่อหาค่า $t_{wm,i}$ โดยค่า t_{wm} ที่สมมุติขึ้นครั้งแรกและค่า $t_{wm,i}$ ที่ได้จากการคำนวณจะนำมาเปรียบเทียบกันจนกว่าค่าทั้งสองนี้เท่ากันหรือใกล้เคียงกัน จึงจะได้อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ผลิตได้

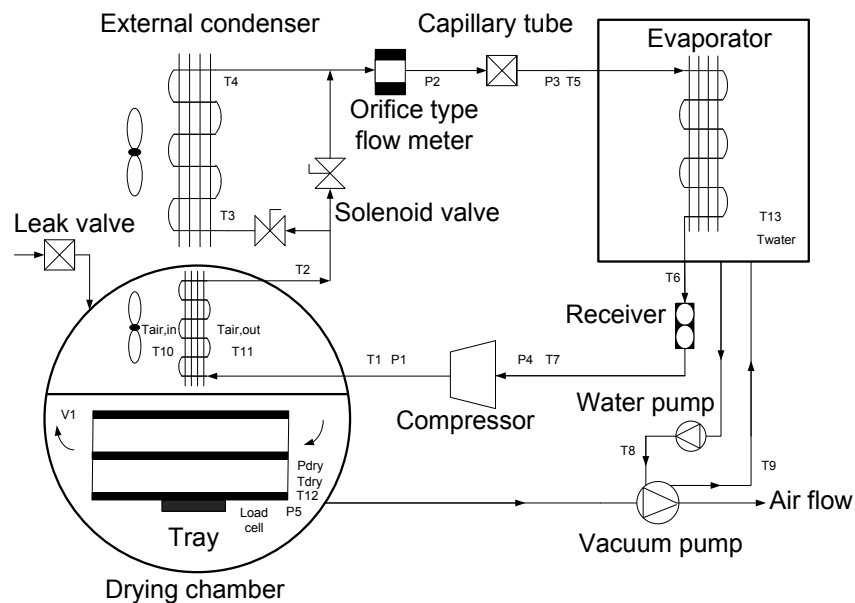
$$t_{wm,t} = t_{wm} + \frac{60 q_w}{M_w c_{pw}} \quad (39)$$

$$t_{wm,new} = \frac{t_{wm} + t_{wm,i}}{2} \quad (40)$$

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของห้องอบแห้งที่เสนอไปทั้งหมดข้างต้นนี้ จะใช้การแก้ปัญหาด้วยวิธี Numerical analysis (Newton-Raphson) เพื่อคำนวณค่าตัวแปรต่าง ๆ โดยสมการทั้งหมดนี้จะถูกนำไปเขียนในโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อทำนายค่าตัวแปรที่เกิดขึ้นและตรวจสอบความถูกต้องได้จากผลการทดลอง

การคำนวณหาค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และผลการทดลองจะใช้ค่า Root mean square error (RMSE) หาได้จาก

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (M_{i,exp} - M_{i,pre})^2}{N}} \quad (41)$$



รูปที่ 2 ส่วนประกอบและหลักการทำงานของเครื่องอบแห้ง

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.1 เครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมร้อน

ภาพแสดงอุปกรณ์ต่างๆ ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมร้อนแสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบไปด้วยห้องอบแห้งรูปทรงกระบอกทำด้วยเหล็กหุ้มด้วยฉนวน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 เมตร และความยาว 1.2 เมตร โดยมีเครื่องสูบลมร้อนขนาด 5.2 กิโลวัตต์ เป็นอุปกรณ์สร้างความร้อนให้แก่ห้องอบแห้งและมีเครื่องทำสุญญากาศแบบ liquid ring ขนาด 1.2 กิโลวัตต์ เป็นอุปกรณ์ควบคุมความดันในห้องอบแห้งให้อยู่ในระดับที่ต้องการ โดยมีเครื่องสูบน้ำขนาด 100 วัตต์

ทำหน้าที่จ่ายน้ำหล่อเย็นให้กับเครื่องทำสุญญากาศเพื่อป้องกันการเสียหายที่จะเกิดขึ้นแก่เครื่องทำสุญญากาศภายในห้องอบแห้งจะประกอบไปด้วยคอยล์ร้อนทำมาจากท่อทองแดงและครีป สเตนเลส ขนาดของคอยล์ 1x0.25 เมตร และถาดอบแห้งทำมาจากตะแกรงอลูมิเนียมขนาด 60x30 เซนติเมตร จำนวน 3 ชั้น มีเครื่องชั่งน้ำหนัก (Load cell) วางที่ด้านใต้ของถาดอบแห้งเพื่อวัดน้ำหนักวัสดุอบแห้ง ส่วนถังน้ำเย็นทำมาจากสเตนเลสขนาด 1x1x0.3 เมตร โดยมีเครื่องทำระเหยทำมาจากท่อทองแดงเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 เซนติเมตร ความหนา 1.2 มิลลิเมตร ขนาดความยาวทั้งหมด 6 เมตร แขนงถังน้ำเพื่อทำน้ำเย็นให้แก่เครื่องทำสุญญากาศ สารทำความเย็นของเครื่องสูบลมร้อนคือ R-22

3.2 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

การวัดอุณหภูมิและเครื่องเก็บข้อมูล

อุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่มาจาก K-type thermocouples ซึ่งวัดอุณหภูมิทั้งหมด 13 ตำแหน่ง แบ่งเป็นภายในห้องอบแห้ง 3 ตำแหน่ง คือ วัดบริเวณทางเข้าทางออกคอยล์ร้อน ในห้องอบแห้งและวัดอุณหภูมิห้องอบแห้งบริเวณทางเข้าถาดอบแห้ง ระบบน้ำเย็น 3 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิของน้ำเย็นและอุณหภูมิทางเข้าทางออกเครื่องสูบน้ำหล่อเย็น ระบบสูบลมร้อน จะวัดอุณหภูมิสารทำความเย็น 7 ตำแหน่ง (ดังรูปที่ 2) โดยวัดที่ผิวของท่อทองแดงและติดด้วย thermal paste ซึ่งจะทำให้ผิวของท่อทองแดงและสายเทอร์โมคอปเปิลสัมผัสกันดีขึ้น โดยสายเทอร์โมคอปเปิลทั้งหมดสอบเทียบความแม่นยำด้วยวิธี Grant water bath (Grant Instruments, Cambridge, UK) ซึ่งมีความแม่นยำ $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ($5-90^{\circ}\text{C}$) และจะถูกเชื่อมต่อเข้ากับเครื่องเก็บข้อมูล (Data logger) model CX-23 (Cambell Scientific Inc, UT, USA) และค่าที่วัดได้จะแสดงผลบนคอมพิวเตอร์

การวัดความดัน

การวัดความดันแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ วัดความดันสารทำความเย็นและวัดความดันห้องอบแห้ง โดยการวัดความดันของสารทำความเย็นจะใช้ Bourdon pressure gauges สอบเทียบความแม่นยำจากโรงงานผลิต มีความแม่นยำ $\pm 0.1\%$ แบ่งเป็น 4 ตำแหน่งดังรูปที่ 2 การวัดความดันของห้องอบแห้งใช้เครื่องวัดความดันแบบดิจิตอลมีความแม่นยำ $\pm 0.5\%$

การวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น

การวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นใช้ HEDLINE orifice type HLIT-205-2G ความแม่นยำ $\pm 2\%$ ซึ่งเครื่องมือวัดนี้ใช้ได้สำหรับสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว ดังนั้นจึงถูกติดตั้งไว้ที่ทางเข้าวาล์วลดความดัน (Expansion valve) หรือ Liquid line

การวัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ

การวัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศใช้เครื่องวัดแบบลูกกลอย (Turbine meter) ความแม่นยำ $\pm 5\%$ สอบเทียบความแม่นยำจากโรงงานผลิต

การวัดอัตราการไหลของอากาศ

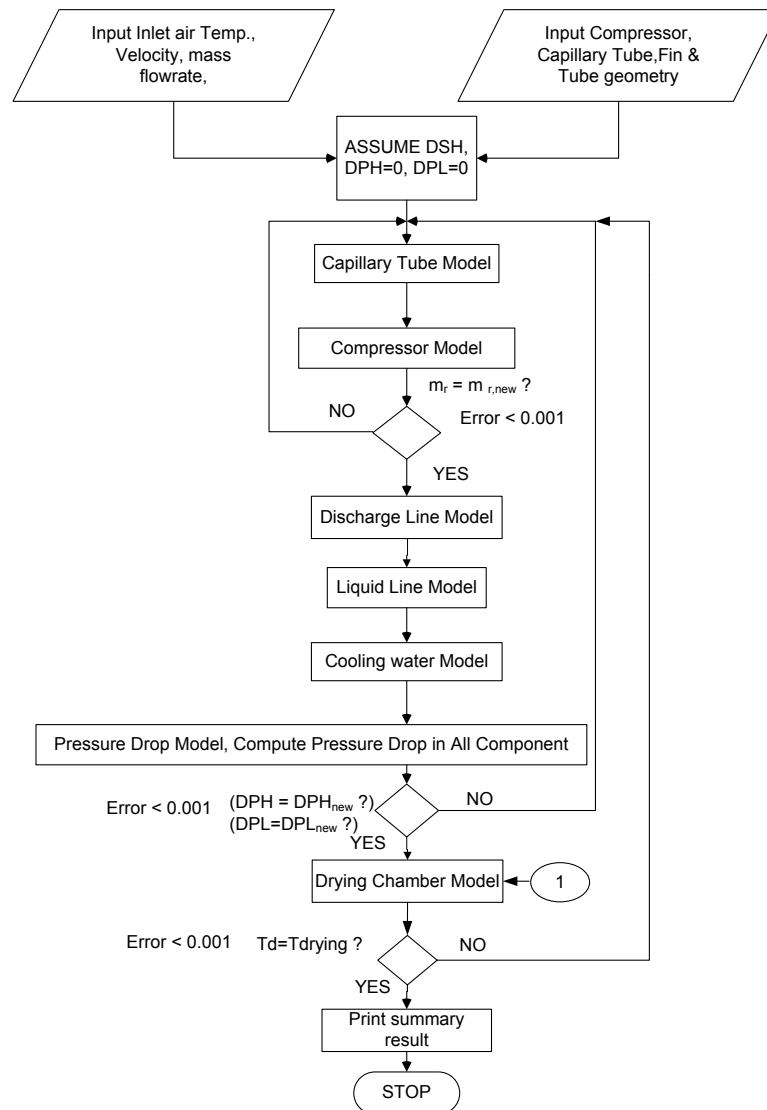
การวัดอัตราการไหลของอากาศภายในห้องอบแห้ง จะใช้การวัดความเร็วลมเฉลี่ยที่ทางออกคอยล์ร้อนในห้องอบแห้งโดยใช้ Hot wire anemometer มีความแม่นยำ $\pm 2\%$ สอบเทียบความแม่นยำจากโรงงานผลิต ทำการวัดความเร็วลม 3 ตำแหน่งที่บริเวณทางออกคอยล์ร้อนในห้องอบแห้ง แล้วทำการปรับความเร็วลมให้ได้ตามเงื่อนไขการทดลอง ซึ่งความเร็วลมที่ได้จะเป็นค่าความเร็วลมเฉลี่ยแล้วจะนำไปใช้ในการคำนวณต่อไป

การวัดน้ำหนักของวัสดุอบแห้งและจอแสดงผล

การวัดน้ำหนักในห้องอบแห้งใช้เครื่องชั่งน้ำหนัก (Load cell) ความแม่นยำ $\pm 0.1\%$ ความละเอียด 0.01 kg สามารถใช้วัดน้ำหนักได้ที่สถานะอุณหภูมิอากาศไม่เกิน 70°C สอบเทียบความแม่นยำจากโรงงานผลิต และเชื่อมต่อเข้ากับเครื่องเก็บข้อมูล (Data logger) model CX-23 (Cambell Scientific Inc, UT, USA)

3.3 วิธีการทดลอง

เครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมร้อนถูกสร้างและทดสอบเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยแบบจำลองคณิตศาสตร์ของทุกอุปกรณ์ของเครื่องสูบลมร้อน ห้องอบแห้งและระบบทำน้ำเย็นจะถูกนำไปเขียนในโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ซึ่งโปรแกรมจะสามารถคำนวณหาตัวแปรที่สำคัญต่าง ๆ ได้ โดยเริ่มต้นจากการกำหนดค่าเริ่มต้นของอุปกรณ์ต่าง ๆ ลงในโปรแกรม เช่น ขนาดของท่อและครีบบของเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหย ขนาดของท่อลดความดันขนาดของท่อสารทำความเย็นและข้อต่อท่อ อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำ อุณหภูมิอากาศภายนอกและภายในห้องอบแห้ง อุณหภูมิและความดันที่ต้องการใช้ออบแห้ง เป็นต้น จากนั้นโปรแกรมจะเริ่มคำนวณหาตัวแปรต่างๆ แล้วจะนำผลที่ได้จากการคำนวณไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง



รูปที่ 3 กระบวนการคำนวณแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศ โดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมความร้อน

ในการทดลองเพื่อศึกษาค่าตัวแปรต่างๆ เครื่องสูบลมความร้อนจะเริ่มทำงานเพื่อสร้างความร้อนให้กับห้องอบแห้ง หลังจากได้อุณหภูมิตามต้องการแล้วเครื่องทำสุญญากาศจะเริ่มทำงานเพื่อควบคุมความดันในห้องอบแห้ง สำหรับการรักษาอุณหภูมิในห้องอบแห้งจะใช้วาล์วโซเลนอยด์ (Solenoid valve) เป็นตัวเปิดปิดการไหลของสารทำความเย็น เมื่ออุณหภูมิในห้องอบแห้งถึงค่าที่ตั้งไว้ วาล์วโซเลนอยด์ (Solenoid valve) จะเปิดให้

สารทำความเย็นไหลไปสู่คอยล์ร้อนด้านนอกห้องอบแห้ง (External condenser) เพื่อช่วยในการระบายความร้อนออกจากห้องอบแห้ง ส่วนความดันในห้องอบแห้ง เครื่องทำสุญญากาศจะทำงานตลอดเวลาแต่จะมีวาล์วเปิดให้อากาศภายนอกไหลเข้าไปสู่ห้องอบแห้งเพื่อรักษาสภาวะสุญญากาศให้ได้ตามเงื่อนไขการทดลองตลอดเวลา โดยสภาวะที่ใช้ในการทดลองสำหรับงานวิจัย คือ อุณหภูมิ 60 องศาเซลเซียสความดัน 0.2 บาร์ โดยการวัดอุณหภูมิห้อง

อบแห้งจะวัดที่บริเวณทางเข้าถาดอบแห้ง อัตราการไหลของสารทำความเย็น 0.02 kg/s อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ 0.15 kg/s ผลการทดลองของทุกสถานะที่ได้ จะเก็บเข้าไปในเครื่องเก็บข้อมูล (data logger) เพื่อนำผลการทดลองนี้ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทำนายด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

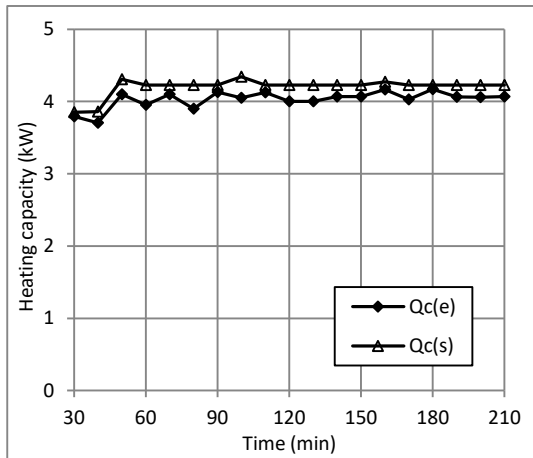
4. ผลการวิจัย

ผลการเปรียบเทียบระหว่างการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยตัวแปรที่ใช้ในการศึกษาในงานวิจัยนี้ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ 1) ห้องอบแห้ง ประกอบไปด้วย อุณหภูมิห้องอบแห้ง อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอยล์อบแห้ง และสมรรถนะการระบายความร้อนของคอยล์อบแห้ง 2) ระบบทำน้ำหล่อเย็น ประกอบไปด้วย ภาระการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นและอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ 3) ระบบเครื่องสูบลมความร้อน ประกอบไปด้วย สมรรถนะการระบายความร้อนรวมของเครื่องอบแห้ง อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องอัดไอและที่ทางออกเครื่องควบแน่นตัวนอก ซึ่งผลการทดลองทั้งหมดจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4 ถึงรูปที่ 11

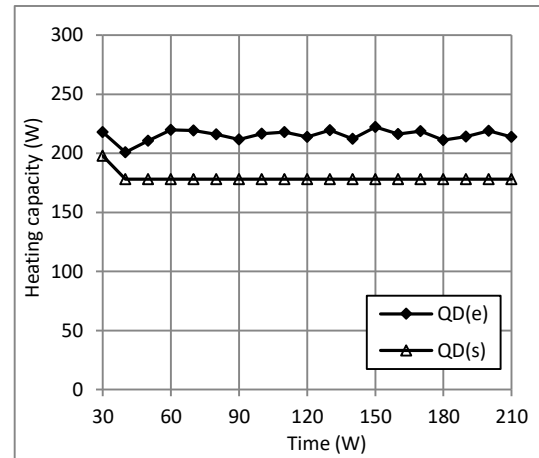
ในการทดลองเครื่องสูบลมความร้อนจะเริ่มทำงานเพื่อสร้างความร้อนให้กับห้องอบแห้ง หลังจากได้อุณหภูมิตามต้องการคือ 60 องศาเซลเซียส แล้วเครื่องทำสุญญากาศจะเริ่มทำงานเพื่อควบคุมความดันในห้องอบแห้งให้ได้ความดัน 0.2 บาร์ สำหรับการรักษาอุณหภูมิในห้องอบแห้งจะใช้วาล์วโซเลนอยด์เป็นตัวเปิดปิดการไหลของสารทำความเย็น เมื่ออุณหภูมิในห้องอบแห้งถึงค่าที่ตั้งไว้วาล์วโซเลนอยด์จะเปิดให้สารทำความเย็นไหลไปสู่เครื่องควบแน่นด้านนอกห้องอบแห้ง (External condenser) เพื่อช่วยในการระบายความร้อนออกจากห้องอบแห้ง โดย

แบบจำลองที่สร้างขึ้นเป็นแบบจำลองที่สภาวะคงที่ (Steady state model) ในการบันทึกผลการทดลองจึงหลีกเลี่ยงความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการเปิดปิดเครื่องอัดไอ (Dynamics effect) ในช่วงเวลา 30 นาทีแรก และจากนั้นจะใช้เวลา 3 ชั่วโมงในการบันทึกผลการทดลองจากการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมความร้อน พบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีผลที่สอดคล้องกับผลการทดลองจริงและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกับผลการทดลองแต่ยังมีความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้น ซึ่งความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากเครื่องมือวัดและสภาพของอากาศในขณะที่ทำการทดลอง สำหรับการเปรียบเทียบค่าระหว่างผลการทดลองจริงและผลการทำนายจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถแสดงได้ดังตารางที่ 1

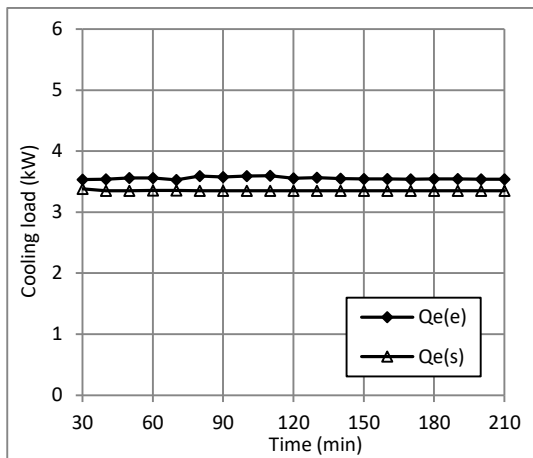
เมื่อใช้หลักการสมดุลพลังงาน มาตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองสำหรับเครื่องสูบลมความร้อน พบว่าค่าสมรรถนะการระบายความร้อนรวมของเครื่องอบแห้ง มีค่าใกล้เคียงกับค่าภาระการทำความเย็นของเครื่องอบแห้ง รวมกับค่าพลังงานที่ใช้สำหรับเครื่องอัดไอ ($Q_c = Q_e + \text{Work}$) ซึ่งแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองที่สร้างมีความถูกต้องและสามารถนำไปใช้สำหรับทำนายการทำงานของเครื่องอบแห้งนี้ได้



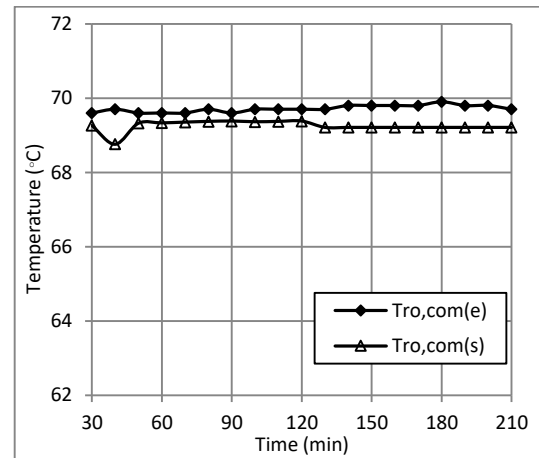
รูปที่ 4 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของค่าสมรรถนะการระบายความร้อนรวมของเครื่องอบแห้ง



รูปที่ 6 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของค่าสมรรถนะการระบายความร้อนของคอยล์อบแห้ง



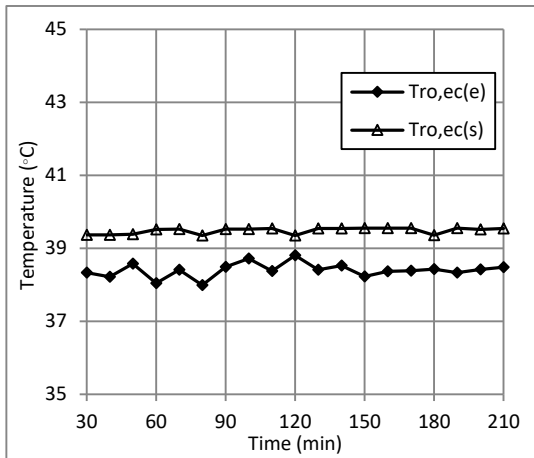
รูปที่ 5 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของภาระการทำความเย็นของเครื่องอบแห้ง



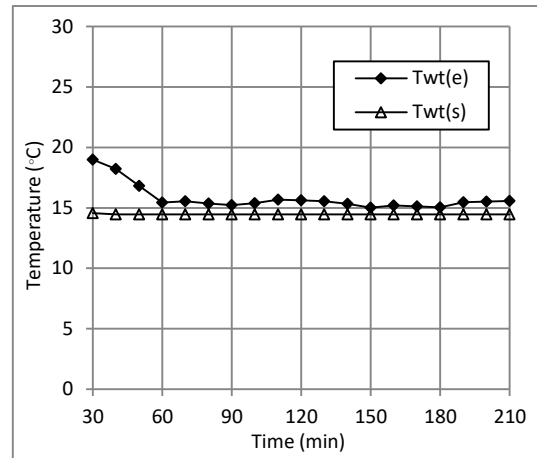
รูปที่ 7 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องอัดไอ

(s) = ค่าที่ได้จากการทำนายจากแบบจำลอง

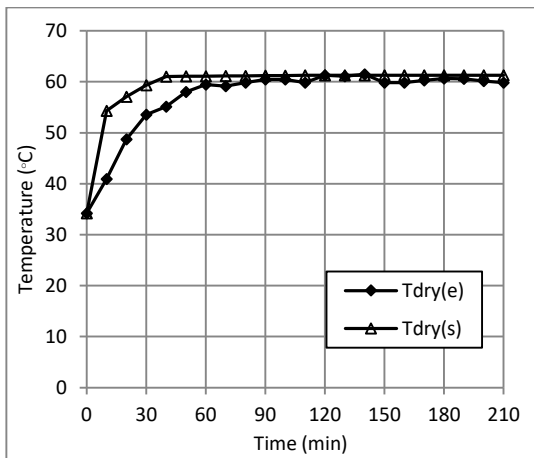
(e) = ค่าที่ได้จากการทดลองจริง



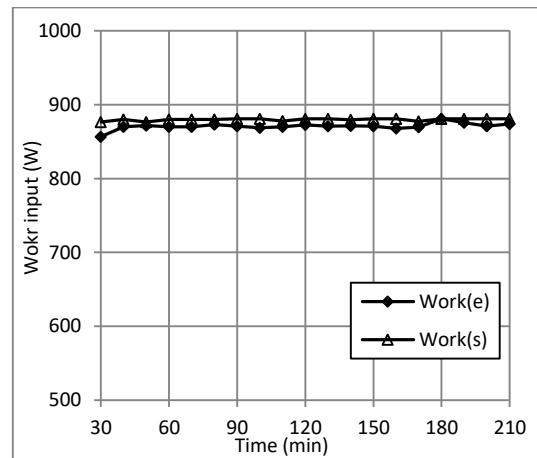
รูปที่ 8 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่นตัวนอก



รูปที่ 10 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ



รูปที่ 9 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิอากาศภายในห้องอบแห้ง



รูปที่ 11 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของพลังงานที่ใช้สำหรับเครื่องอัดไอ

(s) = ค่าที่ได้จากการทำนายจากแบบจำลอง

(e) = ค่าที่ได้จากการทดลองจริง

ตารางที่ 1 ค่าความคลาดเคลื่อน (Root mean square error, RMSE) ระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดลอง

ลำดับ	ชื่อหัวข้อ	ความคลาดเคลื่อน (RMSE)
1	รูปที่ 4 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของค่าสมรรถนะการระบายความร้อนรวมของเครื่องอบแห้ง	0.16
2	รูปที่ 5 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของภาระการทำความเย็นของเครื่องอบแห้ง	0.20
3	รูปที่ 6 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของค่าสมรรถนะการระบายความร้อนของคอยล์ร้อนในห้องอบแห้ง	9.39
4	รูปที่ 7 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องอัดไอ	0.49
5	รูปที่ 8 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่นตัวนอก	1.17
6	รูปที่ 9 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิอากาศภายในห้องอบแห้ง	2.27
7	รูปที่ 10 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเครื่องทำสุญญากาศ	1.68
8	รูปที่ 11 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของพลังงานที่ใช้สำหรับเครื่องอัดไอ	9.78

5. สรุปผลการวิจัย

การศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องอบแห้งระบบสุญญากาศโดยใช้ความร้อนจากเครื่องสูบลมความร้อน ได้นำความรู้ทางวิศวกรรมด้านการถ่ายเทความร้อน อุณหพลศาสตร์ และกลศาสตร์ของไหลมาสร้างสมการขึ้น แล้วใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาช่วยในการคำนวณ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นจะนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จากการทดลองพบว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นให้ผลการทำนายที่สอดคล้องกับผลการทดลอง มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและมีค่าความคลาดเคลื่อนที่สามารถยอมรับได้ ทำให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นสามารถนำมาใช้ทำนายการทำงานของเครื่องอบแห้งนี้ได้ โดยสมการที่สร้างขึ้นยังมีความยืดหยุ่น

สามารถนำไปใช้ศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการอบแห้งด้วยเครื่องสูบลมความร้อนหรือการอบแห้งด้วยระบบสุญญากาศ สามารถนำไปเป็นข้อมูลในการออกแบบเพื่อสร้างเครื่องอบแห้งและยังสามารถนำไปศึกษาพัฒนาการอบแห้งต่อไปได้ในอนาคต โดยการศึกษานี้เป็นเพียงการศึกษาสมการเบื้องต้นของเครื่องอบแห้งต้นแบบ ซึ่งยังจำเป็นต้องมีการพัฒนาและศึกษาเพิ่มเติมเพื่อให้ผลการทำนายมีความแม่นยำมากขึ้นกว่าเดิม

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเคมี มหาวิทยาลัยขอนแก่น และสถานจัดการและอนุรักษ์พลังงานมหาวิทยาลัยขอนแก่น (EMCO) ที่สนับสนุนทุนในการวิจัย เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์การทดลองในการทำวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Soponronnarit, S. , Wetchacama, S. and Kanphukdee, T. Seed drying using a heat pump. *International Energy Journal*, 2001; 1: 97-102.
- [2] Artnasaew, A., Theerakulpisut, S. and Benjapiyaporn, C. Development of a vacuum heat pump dryer for drying chilli. *Biosystem Engineering*, 2010; 105: 130–138.
- [3] Vazquez, G., Chenlo, F., Moreria, R. and Cruz, E. Grape drying in a pilot plant with a heat pump. *Drying Technology: An International Journal*, 1997; 15: 899-920.
- [4] Theerakulpisut, S. Modeling heat pump grain drying system. Department of Engineering, The University of Melbourne, Australia, 1990.
- [5] Camila, A.P., Chandan, K., Fernanda, C. and Karim, M.A. Heat and mass transfer modeling of the osmo-convective drying of yacon roots (*Smallanthus sonchifolius*). *Applied Thermal Engineering*, 2014; 63: 23-32.
- [6] Alibas, I. Energy consumption & colour characteristics of nettle leaves during microwave vacuum & convective drying. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 2007; 96: 495-502.
- [7] Techarungpaison, P., Theerakulpisut, S. and Pripem, S. Modeling of a split-type air condition with integrated water heater. *Energy Conservation and Management*, 2007; 48: 1222-1237.
- [8] Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B. Force convection condensation inside tube: a heat transfer equation for condenser design. *ASHRAE Transaction*, 1973; 79: 157-165.
- [9] Mullen, C.E. Room air conditioner system modeling. Department of Engineering, The University of Illinois at Urbana-Champaign, USA, 1994.
- [10] Bansal, P.K. and Purkayastha, B. An NTU- ϵ model for alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 1998; 21: 381-397.
- [11] Webb, R.L. Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries. *ASHRAE Transactions*, 1990; 96: 445-449.
- [12] Andrew, G. Vacuum technology, John Wiley & Sons, London, 1963.
- [13] Houska, M., Podloucky, S., Zitny, R., Gree, R., Sestak, J. and Dostal, M. Mathematical model of the vacuum cooling of liquids. *Journal of Food Engineering*, 1996; 29: 339–348.
- [14] Ozisik, M.N. Heat transfer; A basic approach, McGraw-Hill, Singapore, 1985.
- [15] Churchill, S.W. and Chu, H.H.S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975; 18: 1049-1053.

อักษรย่อ

A = พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของคอยล์อบแห้ง (m^2)

A_h = พื้นที่คอยล์อบแห้ง (m^2)

A_i = พื้นที่หน้าตัดของวาล์วที่อากาศไหลเข้าห้องอบแห้ง (m^2)

A_{hdsh} = พื้นที่ส่วนไอร้อนยิ่งยวด (m^2)

A_{htp} = พื้นที่ส่วนของผสม (m^2)

A_{hsc} = พื้นที่ส่วนของเหลวเย็น (m^2)

A_o = พื้นที่ผิวด้านนอกท่อเครื่องทำระเหย (m^2)

C_{pr} = ความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น ($kJ/kg K$)

C_{pa} = ความร้อนจำเพาะของอากาศ ($kJ/kg K$)

d_{ho} = เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของเครื่องทำระเหย (m),
คอยล์อบแห้ง (m)

d_{hi} = เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อเครื่องทำระเหย (m),
คอยล์อบแห้ง (m)

Gr = ค่าเกรสซอฟนัมเบอร์ (Grashof number)

h_{as} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนอากาศ ($kW/m^2 K$)

h_{fc} = เอนทาลปีของสารทำความเย็นสถานะของเหลวอิ่มตัว
ที่ความดันของคอยล์อบแห้ง ($kW/m^2 K$)

h_{gc} = เอนทาลปีของสารทำความเย็นสถานะไออิ่มตัวที่
ความดันคอยล์อบแห้ง ($kW/m^2 K$)

h_i = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้า ($kW/m^2 K$)

h_o = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางออก ($kW/m^2 K$)

h_r = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น (kW/m² K)

h_{ws} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ (kW/m² K)

k_h = ค่าการนำความร้อนของท่อเครื่องทำระเหย (kW/m K)

$m_{a,o}^*$ = อัตราการไหลของอากาศที่ออกห้องอบแห้ง (kg/s)

$m_{a,i}^*$ = อัตราการไหลของอากาศที่เข้าห้องอบแห้ง (kg/s)

m_r^* = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

M_a = น้ำหนักโมเลกุลของอากาศ, 28.97x10⁻³ kg/mole

$M_{i,exp}$ = ค่าที่ได้จากการทดลอง

$M_{i,pre}$ = ค่าที่ได้จากการทำนาย

N = จำนวนค่าสังเกต

Nu = นัสเซิลทันัมเบอร์ (Nusselt number)

P_0 = ความดันเริ่มต้น (Pa)

P_{atm} = ความดันบรรยากาศ (Pa)

P_a = ความดันย่อยของอากาศ (Pa)

P_{fp} = ความดันที่ทำให้เกิดจุดวาบ (Flash point) (Pa)

Pr = แพรนเดิลนัมเบอร์ (Prandtl number)

P_v = ความดันย่อยของไอน้ำ (Pa)

P_{vc} = ความดันภายในห้องอบแห้ง (Pa)

q_{hdsh} = ค่าการถ่ายเทความร้อนของคอยล์อบแห้ง (ไอแข็ง) (kW)

q_{hfp} = ค่าการถ่ายเทความร้อนของคอยล์อบแห้ง (ของผสม) (kW)

q_{hsc} = ค่าการถ่ายเทความร้อนของคอยล์อบแห้ง (ของเหลวเย็น) (kW)

q_{uhtp} = ค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW)

q_{hhtp} = ค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณจากผลต่างของเอนทาลปี (kW)

R = ค่าคงที่ของแก๊ส, 8.314 J/mole K

Ra = เรย์ไลนัมเบอร์ (Rayleigh number)

Re = เรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number)

S = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (m³/s)

t_s = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องทำระเหย (K)

t_c = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาออกเครื่องทำระเหย (K)

t_{air} = อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศในห้องอบแห้ง (K)

t_c = อุณหภูมิคอยล์อบแห้ง (K)

t_o = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาออกคอยล์ร้อนในห้องอบแห้ง (K)

t_i = อุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้าคอยล์ร้อนในห้องอบแห้ง (K)

t_{ai} = อุณหภูมิอากาศขาเข้า (K)

t_{wm} = อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำในถัง (K)

t_{fp} = ระยะเวลาที่ทำให้เกิดจุดวาบ (Flash point) (s)

T_{kvc} = อุณหภูมิภายในห้องอบแห้ง (K)

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW/m² K)

V = ปริมาตรของห้องอบแห้ง (m³)

x_o = คุณภาพสารทำความเย็น

η = ประสิทธิภาพของเครื่องทำสุญญากาศ

ρ_a = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m³)

γ = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ต่อปริมาตรคงที่เท่ากับ 1.4

τ = เวลาใดๆ