



## การออกแบบและสร้างหอระบายความร้อนสำหรับแท่นทดสอบเครื่องยนต์ DESIGN AND CONSTRUCTION OF A COOLING TOWER FOR THE ENGINE TEST

วิวัฒน์ อภิสทธิภิญโญ, ธีระ ฮวบขุนทด\*, อภิวัฒน์ เพชรวงค์, ไพลีน หาญขุนทด และ กิตติ แก้วชาติ

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน  
744 ถนนสุนทราราม ตาบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

\*ติดต่อ: E-mail: khew@hotmail.com โทรศัพท์ 044 233 073, โทรสาร 044 233 074

### **บทคัดย่อ**

หอระบายความร้อนสำหรับแท่นทดสอบเครื่องยนต์ถูกออกแบบและสร้าง เพื่อหาค่าความชื้นสัมพัทธ์และประสิทธิภาพของระบบระบายความร้อนเครื่องทดสอบแรงแม้ร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ งานวิจัยนี้ทำการทดลอง 2 ความชื้นสัมพัทธ์ ได้แก่ 67% RH และ 78% RH แต่ละความชื้นแบ่งการทดลองออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีใช้พัดลมและกรณีไม่ใช้พัดลมร่วมกับหอระบายความร้อน อัตราการไหลของน้ำเข้าหอระบายความร้อนมีค่าคงที่ คือ 5 m<sup>3</sup>/h ความเร็วรอบเครื่องยนต์จะมีการศึกษา 3 ความเร็วรอบ คือ 1,200 rpm, 1,500 rpm, และ 1,800 rpm ภาระของเครื่องยนต์มี 3 แบบ ได้แก่ 30%, 50% และ 80% จากผลการทดลองพบว่า การทดลอง 67% RH มีประสิทธิภาพสูงกว่า 78% RH ทุกความเร็วรอบและภาระของเครื่องยนต์ทั้ง กรณีใช้พัดลมและกรณีไม่ใช้พัดลม อาจกล่าวได้ว่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศมีค่าต่ำจะเพิ่มประสิทธิภาพของหอระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

**คำหลัก:** หอระบายความร้อน; เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน; เปลือกและท่อ

### **Abstract**

The cooling tower for the engine test bench is designed and constructed to investigate the relative humidity and the efficiency of cooling system on the horsepower tester co-operated with the shell and tube heat exchanger. The experiment procedure of this research is conducted 2 relative humidity which are 67% RH and 78% RH and experiment of each RH is divided into 2 case: using-fan and no-fan for operating in the cooling tower. The inlet volumetric flow rate for water of cooling tower is kept at 5 m<sup>3</sup>/h. Three speeds of engine rotation studied in this research are 1,200 rpm, 1,500 rpm and 1,800 rpm. Three engine loads, i.e., 30%, 50% and 80%, are examined. From the experiment, it is found that the efficiency of 67% RH gives higher than the 78% RH in all rpm and engine loads of using and no-using fan. Therefore, it can be said that the system at a lower relative humidity yields a higher cooling tower efficiency

**Keywords:** cooling tower; heat exchangers; shell and tube.



## 1. บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญในการทำงานของเครื่องยนต์ เพราะถ้าเครื่องยนต์มีความร้อนสูงเกินไปอาจทำให้เครื่องยนต์เกิดความเสียหายได้ ในปัจจุบันได้มีการพัฒนารูปแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากมายเพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งาน โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอระบายความร้อน (Cooling tower) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทหนึ่งที่น่าสนใจใช้ในอุตสาหกรรม ทั้งนี้เนื่องจากมีสมรรถนะสูงและสามารถผลิตขึ้นเองได้ภายในประเทศ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้มักใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศหรืออากาศกับน้ำ ซึ่งมีต้นทุนต่ำ

วิภาค อรรถนกุล (1985) [1] ได้ดำเนินการทดสอบและศึกษาสมรรถนะของหอทำความเย็นชนิดลมดูด โดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อนและวัดระดับเสียงก่อนและหลังการควบคุมระดับเสียงขณะหอทำความเย็นกำลังทำงาน โดยใช้หอทำความเย็นขนาด 80 ตัน ความเย็น ผลการทดสอบเมื่อนำมาคำนวณค่าของ NTU มีค่าเท่ากับ 1.5 ซึ่งสูงกว่าค่าที่คำนวณจากภาวะออกแบบ ซึ่งมีค่า NTU เท่ากับ 0.921 และได้มีการทำกราฟสมรรถนะของหอทำความเย็นชนิดลมดูดโดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อนและมีการควบคุมเสียงดังโดยใช้ในลอน อัดตัวเป็นแผงวางบนอ่างน้ำร้อนสามารถลดระดับเสียงจาก 79 dB เป็น 76 dB

วิศิษฐ์ ธีระเจตกุล (1992) [2] ได้ทดสอบแผงกระจายละอองน้ำของหอทำความเย็นชนิดลมอัดแบบไหลสวนทาง โดยใช้แผงกระจายน้ำ 1 ชั้นและ 2 ชั้น ให้อุณหภูมิ น้ำร้อนเข้าที่ 40 °C และ 45 °C อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเข้าเปลี่ยนจาก 26 °C, 24 °C และ 21 °C โดยทุกรูปแบบได้ทำการทดสอบที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศ 0.97, 1.16, 1.45 และ 1.94 ตามลำดับพบว่าแผงกระจายน้ำจะทำงานได้ดี เมื่อค่าอัตราส่วนระหว่างน้ำและอากาศต่ำ ซึ่งจะแสดงผลโดยค่า  $KaV/L$

หรือ NTU มีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศต่ำ ได้ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากหอทำความเย็น เพิ่มขึ้นแต่ NTU ลดลงและสามารถสร้างสมการคุณลักษณะเฉพาะของหอทำความเย็นได้ดังนี้  $KaV/L=0.8692(\text{ศ/ณ})-0.9652$  สำหรับแผงกระจายละออง 2 ชั้น และ  $KaV/L=0.8692(\text{ศ/ณ})-0.2543$  สำหรับแผงกระจายละออง 1 ชั้น

สุระเดช ฉั่วสุวรรณ (1997) [3] ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของแผงกระจายละอองน้ำทำจากพลาสติกที่ใช้ในหอทำความเย็นชนิดลมดูด โดยใช้ตัวอย่างในการทำทดลอง 2 แบบ คือพลาสติกฟิล์มชนิดที่ทำจากพีวีซีสีเขียวฉีดยึดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูกซึ่งดัดแปลงให้มีระยะห่างระหว่างแผ่นแผงกระจายละอองน้ำประมาณ 3.2 cm. และพลาสติกฟิล์มชนิดที่ทำจากพีวีซีสีเขียวฉีดยึดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูกซึ่งดัดแปลงให้มีระยะห่างระหว่างแผ่นแผงกระจายฟิล์มน้ำประมาณ 2.0 cm. โดยศึกษาประสิทธิภาพของแผงกระจายละอองน้ำในแต่ละเทอมของความสามารถในการทำน้ำเย็นโดยเปรียบเทียบกับข้อมูลสภาวะออกแบบ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาเพื่อหากราฟสมรรถนะของหอทำความเย็นของแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบที่สภาวะทำงานต่างไปจากสภาวะการออกแบบและศึกษาเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมของอากาศที่ไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบ ผลการวิจัยพบว่าประสิทธิภาพของพลาสติกฟิล์มทั้งสองแบบต่ำกว่าประสิทธิภาพของพลาสติกที่สภาวะออกแบบคิดเป็น 81.60 % ของสภาวะออกแบบ

ชัยภัทร์ เอี่ยมศิริพันธ์ (2002) [4] ศึกษาสภาวะการทำงานและพฤติกรรมต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในหอทำความเย็นแบบไหลขวางกัน โดยทำการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของหอทำความเย็น พร้อมทั้งเขียนโปรแกรมเพื่อใช้หาพารามิเตอร์ที่สำคัญ ได้แก่อุณหภูมิของน้ำที่ออกสภาวะของอากาศที่ออก, ค่า NTU และได้ทำการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของหอทำความเย็น เช่น อัตราการไหลเชิงมวล



ของน้ำต่ออากาศ, อุณหภูมิของน้ำ และอากาศที่เข้ามา รวมถึงขนาดของแผงกระจายละอองน้ำที่เปลี่ยนไปโดยอ้างอิงกับสภาวะอากาศของประเทศไทย ในการคำนวณแต่ละครั้งจะต้องแบ่งหอทำความเย็นเป็นอินกรีเมนต์เล็กๆ และให้แต่ละอินกรีเมนต์มีค่า NTU เท่ากัน จากการทดลองถ้าให้  $NTU=2.5$  และทำการคำนวณตามจำนวนอินกรีเมนต์ที่กำหนดพบว่าตั้งแต่ 200 อินกรีเมนต์ขึ้นไป ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอทำความเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกเริ่มที่จะคงที่ที่  $6.85\text{ }^{\circ}\text{C}$  เมื่อเปรียบเทียบกับหอทำความเย็นแบบไหลสวนทางกับการไหลขวางกันที่สภาวะเดียวกัน พบว่า แบบไหลขวางกันจะให้ค่า  $NTU=1.358$  ซึ่งมากกว่าแบบไหลสวนทาง ( $NTU=1.1077$ ) จึงจะได้ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำร้อนกับอุณหภูมิน้ำเย็นเท่ากับ  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  ที่เท่ากัน และถ้าให้ NTU ทั้ง 2 แบบเท่ากันและเท่ากับ 1.1077 แบบไหลขวางกันจะทำให้อุณหภูมิน้ำที่ออกเท่ากับ  $30.49\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งสูงกว่าแบบไหลสวนทาง

พันธุศักดิ์ อานาจตระกูล (2002) [5] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในหอทำความเย็นชนิดลมดูด ขนาด 3 ตันความเย็น โดยการปรับอัตราการไหลของน้ำเข้าหอทำความเย็นในช่วง 29.6 ถึง 49.8 L/min และในแต่ละค่าอัตราไหลจะปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำขาเข้า ตั้งแต่  $30.0$  ถึง  $41.0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ผลจากการทดลองพบว่า ข้อมูลสภาวะการออกแบบของผู้ผลิตหอทำความเย็นจะมีค่า  $KaV/L=0.749$  ที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศ (L/G) จากการนำผลการทดลองไปพล็อตบนกราฟคุณลักษณะของหอทำความเย็นเพื่อวิเคราะห์ขีดความสามารถของหอทำความเย็นพบว่าน้อยกว่าที่สภาวะออกแบบโดยจะมีค่า 63.6 ถึง 92.1 % ของสภาวะที่ออกแบบ

อาร์มาโต โอลิเวียรา และ จอร์ช ฟาเกา (2002) [6] ได้ศึกษาความสัมพันธ์การถ่ายเทมวลและความร้อน สำหรับการออกแบบหอทำความเย็นขนาดเล็กแบบระบบปิด ในการทดลองใช้อุณหภูมิน้ำเข้าที่  $21\text{ }^{\circ}\text{C}$  อัตราการ

ไหลมวลของน้ำ  $0.8\text{ kg/s}$  อุณหภูมิกระเปาะเปียก  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  ขนาดหน้าตัดของหอทำความเย็น  $0.6\text{ m} \times 1.2\text{ m} \times 1.55\text{ m}$  ระยะห่างระหว่างท่อ  $0.25\text{ m}$  จำนวนท่อทั้งหมด 228 ท่อน และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน  $8.6\text{ m}^2$  อัตราส่วนระหว่างพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาตรแลกเปลี่ยนความร้อน  $25\text{ m}^2/\text{m}^3$  ในการทดสอบใช้หอทำความเย็นขนาด  $10\text{ kW}$  ได้หาความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลสัมพัทธ์กับอัตราการไหลของอากาศ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสัมพัทธ์กับอัตราการไหลของน้ำสเปรย์เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีตที่รูปแบบคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกันและได้ทำนายประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหลของอากาศ ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวจะใช้ได้กับหอทำความเย็นขนาดเล็ก

Stabat Pascal and Dominique Marchio (2004) [7] ได้สร้างแบบจำลองอย่างง่ายสำหรับหอทำความเย็นระบบปิดโดยอยู่บนพื้นฐานสมการของเมอร์เคล จากผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนจากแบบจำลองคาดเคลื่อนไม่เกิน  $\pm 10\%$  แบบจำลองดังกล่าวสามารถคำนวณค่าพลังงานและอุณหภูมิของน้ำ ภายใต้ความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอัตราการไหลของอากาศ

ภัทร กางกรณ (2005) [8] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของมุมใบพัดที่มีต่อสมรรถนะการระบายความร้อนของหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง ซึ่งได้ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตรกับอัตราส่วนการไหลเชิงมวลระหว่างน้ำกับอากาศและมุมใบพัด ที่อัตราเร็วรอบ 750, 800, 850 และ 900 rpm ซึ่งผลจากการทดสอบได้แสดงสมการความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนและอัตราส่วนการไหลเชิงมวลระหว่างน้ำและอากาศที่อัตราการไหลของอากาศต่างๆ ผลการวิจัยพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น



อนันท์ พงษ์ลมูล (2005) [9] ได้ศึกษาความเป็นมาในการออกแบบหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไกลสวนทาง และได้คำนวณขนาดอุปกรณ์ของหอทำความเย็นต่างๆ ได้แก่ ขนาดของแผงกระจายละอองน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้า, แผ่นกั้นน้ำกระเด็นของหอทำความเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับอุตสาหกรรม โดยได้ทำการเปรียบเทียบขนาดส่วนประกอบต่างๆ จากการคำนวณกับบริษัทผู้ผลิตหอทำความเย็น ผลที่ได้ระกวางการคำนวณและเปรียบเทียบกับบริษัทผู้ผลิต ข้อมูลด้านความร้อนมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 10.39 ถึง 25.52 % สำหรับข้อมูลด้านขนาดมีเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนคือส่วนประกอบภายในหอทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วยขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า, ขนาดแผงกระจายละอองน้ำ และ ขนาดพัดลม มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 8.0 ถึง 15.0 % ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตหอทำความเย็น และขนาดส่วนประกอบภายนอกหอทำความเย็นซึ่งประกอบด้วย ขนาดปล่องลม, ขนาดตัวเรือนหอทำความเย็น และขนาดความสูงหอทำความเย็น อยู่ในช่วง 8.8 ถึง 9.8 % ของผลการคำนวณโดยบริษัทผลิตหอทำความเย็นหรือผลการคำนวณโดยวิธีพื้นฐานที่ได้ หอทำความเย็นมีขนาดเล็กกว่าและใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าหอทำความเย็นที่ได้จากการคำนวณโดยบริษัทผู้ผลิตหอทำความเย็น

Hamanaka, Blaise, Haihua Zhao and Phil Sharpe (2009) [10] ได้นำเสนอการตรวจสอบการทดลองในการแสดงความร้อนของการไหลของหอหล่อเย็นขนาดสูง 0.42 เมตร และประกอบด้วยแผ่นสังกะสีที่ที่รูปแบบที่คดเคี้ยวไปมาระหว่างช่องแนวตั้งโลหะแบบคู่ขนานกับการทดสอบในพื้นที่หน้าตัดขวางขนาด 0.0222 ตารางเมตร การศึกษาครั้งนี้สำรวจผลกระทบของอากาศและอัตราการไหลของน้ำในช่วงน้ำหล่อเย็นเช่นเดียวกับหอหล่อเย็นที่มีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ข้อสังเกตว่ารูปแบบการถ่ายเทความร้อนแบบการกระจายฟอง (BDR) จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าระบบ pellicular (PR)

ดวงฤดี ชูตระกูล, พิชัย อัจฉมณกุล และอโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง (2012) [11] ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในหอทำน้ำเย็นแบบระบบปิดขนาด 5 ตันความร้อน โดยการปรับปรุงรูปแบบหารจัดวางแผงกระจายละอองน้ำเปรียบเทียบกับการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยทดสอบหาค่าพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนประกอบด้วย การทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลและอัตราการไหลของน้ำสเปรย์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยรูปแบบการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำรูปแบบเดิมจะให้แผงกระจายละอองน้ำวางอยู่เหนือคอยล์ทองแดงทั้งหมดและน้ำสเปรย์จะไหลผ่านแผ่นกระจายละอองน้ำด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ส่วนรูปแบบใหม่ที่ปรับปรุงได้มีการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำโดยแบ่งให้มีปริมาตรเล็กกลงและนำไปแทรกกระหว่างชั้นคอยล์ทองแดงเพื่อเพิ่มขั้นตอนการแลกเปลี่ยนความร้อน ผลการวิจัยพบว่า การจัดวางแผงกระจายละอองน้ำที่แทรกกระหว่างชั้นคอยล์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและมวลสูงกว่าการจัดวางแผงกระจายละอองน้ำในรูปแบบเดิม ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้นและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลของสเปรย์น้ำเพิ่มขึ้น

จากข้อมูลดังกล่าวแสดงให้เห็นได้ว่าหอทำความเย็นสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นเพื่อให้เครื่องทดสอบ แรงม้านั้น ทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ ดังนั้นในงานวิจัยนี้เราจะศึกษาความเป็นไปได้ที่จะสร้างระบบระบายความร้อน โดยการนำระบบของหอระบายความร้อน โดยนำหอระบายความร้อนขึ้นมาใช้ร่วมกับเครื่องยนต์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของการระบายความร้อนของเครื่องทดสอบแรงม้านั้นร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ

## 2. ทฤษฎี

### 2.1 หลักการถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์นั้น จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 วิธี คือ การนำความร้อน, การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน งานวิจัยนี้ใช้การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนในการคำนวณ

#### 2.2.1 การพาความร้อน

การถ่ายเทความร้อนโดยการพาเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างวัตถุกับสารตัวกลางหรือของไหล วัตถุที่มีอุณหภูมิที่สูงกว่าก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับของไหล การพาความร้อนแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ คือ การพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection) และการพาความร้อนแบบอิสระ (Free Convection) ความร้อนที่ถ่ายเทนี้สามารถคำนวณหาได้จากสมการที่ (1)

$$Q = hA(T_h - T_c) \quad (1)$$

เมื่อ  $T_h$  คือ อุณหภูมิสูง (K)

$T_c$  คือ อุณหภูมิเย็น (K)

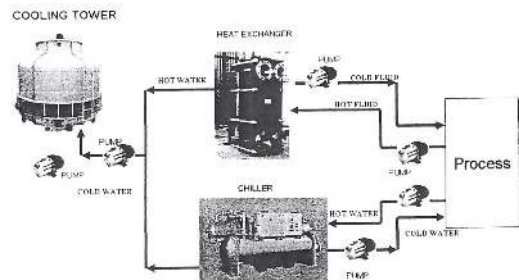
$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

$h$  คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ ( $W/m^2.K$ )

### 2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอระบายความร้อน

หอระบายความร้อนเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิตที่ส่งสู่บรรยากาศ โดยใช้น้ำเป็นสารตัวกลางในการรับความร้อน หลักการคือน้ำร้อนที่ผ่านหอระบายความร้อนจะถูกทำให้เป็นละอองเล็กๆ และตกผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ละอองเล็กๆ เหล่านี้จะสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำกับอากาศทำให้เกิดกระบวนการ

ถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ขณะเดียวกัน จะมีการระเหยของหยดน้ำสู่อากาศ อันเนื่องมาจากในอากาศยังมีปริมาณไอน้ำแฝงที่ยังไม่อิ่มตัว ทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) ผลดังกล่าวทำให้น้ำร้อนที่ผ่านหอทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำลงและสามารถนำน้ำร้อนกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป



รูปที่ 1 แผนผังการทำงานของหอระบายความร้อน

#### 2.2.1 ความชื้นของอากาศ

คือ ปริมาณไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศบริเวณใด บริเวณหนึ่ง ซึ่งมีสัดส่วนที่แตกต่างกันไปในแต่ละท้องถิ่น ถ้าอากาศมีความชื้นต่ำน้ำจะเกิดการระเหยได้มาก เสื้อผ้าที่ตากไว้ก็จะแห้งเร็ว แต่ถ้าอากาศมีความชื้นสูงน้ำก็จะระเหยได้น้อยขณะที่น้ำระเหยจะทำให้อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมต่ำลง เนื่องจากน้ำที่ระเหยจะดูดความร้อนจากสิ่งต่างๆ ไปใช้ในการระเหยนั่นเอง

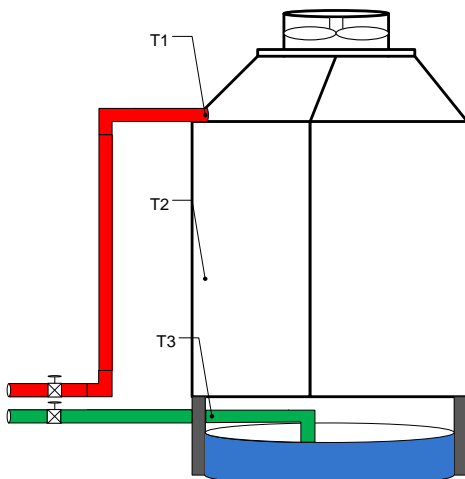
##### 2.2.2.1 ความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศ

ความชื้นสัมพัทธ์ (RH) คือ อัตราส่วนของปริมาณไอน้ำที่มีอยู่จริงในอากาศต่อปริมาณไอน้ำที่จะทำให้อากาศอิ่มตัว ณ อุณหภูมิเดียวกัน ซึ่งค่าความชื้นสัมพัทธ์แสดงอยู่ในรูปของร้อยละ (%)

$$RH = \frac{\text{มวลไอน้ำที่มีอยู่จริงในอากาศ}}{\text{มวลไอน้ำในอากาศอิ่มตัว}} \times 100 \% \quad (2)$$

### 3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

รูปที่ 2 ทอระบายความร้อนสำหรับแทนทดสอบ เครื่องยนต์ลูกสูบแบบและสร้างเพื่อหาค่าความชื้นสัมพัทธ์และประสิทธิภาพระบบระบายความร้อนของเครื่องทดสอบแรงแม่ร่วมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ โดยทอระบายความร้อนมีขนาดกว้าง 1.0 m x ยาว 0.75 m x สูง 1.0 m มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (A) เท่ากับ 8.7 m<sup>2</sup> โดยใช้ไม้ฝาเฉอร้าขนาด 0.15 x 0.6 m<sup>2</sup> จำนวน 97 แผ่น แบ่งเป็น 7 ชั้น ชั้นละ 14 แผ่น งานวิจัยนี้ทำการทดลอง 2 ความชื้นสัมพัทธ์ ได้แก่ 67% RH และ 78% RH แต่ความชื้นแบ่งการทดลองออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีใช้พัดลมและกรณีไม่ใช้พัดลมร่วมกับทอระบายความร้อน อัตราการไหลของน้ำเข้าทอระบายความร้อนมีค่าคงที่ คือ 5 m<sup>3</sup>/h ความเร็วรอบเครื่องยนต์จะมีการศึกษา 3 ความเร็วรอบ คือ 1,200 rpm, 1,500 rpm และ 1,800 rpm ภาระของเครื่องยนต์มี 3 แบบ ได้แก่ 30%, 50% และ 80% จากรูปแสดงอุณหภูมิของทอระบายความร้อน เมื่อตำแหน่งที่ 1 คือ อุณหภูมิน้ำเข้าทอระบายความร้อน ตำแหน่งที่ 2 คือ อุณหภูมิน้ำออกทอระบายความร้อน และตำแหน่งที่ 3 คือ อุณหภูมิน้ำออกทอระบายความร้อน

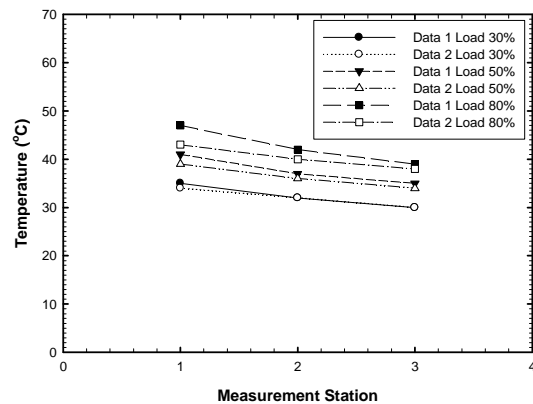


รูปที่ 2 แสดงอุณหภูมิของทอระบายความร้อน

### 4. ผลการวิจัยและอภิปรายผล

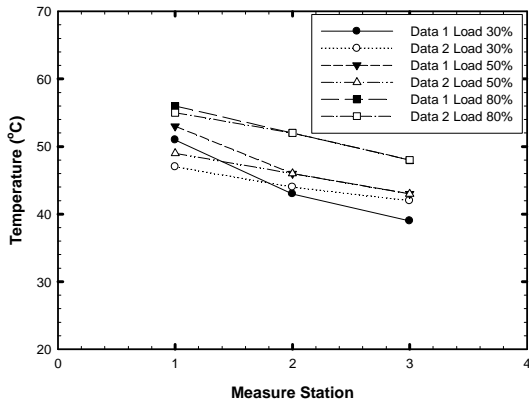
ผลการทดลองมี 2 ความชื้น โดยประกอบด้วย 67% RH (Data 1) และ 78% RH (Data 2)

รูปที่ 3 กรณีใช้พัดลมร่วมกับทอระบายความร้อน ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,200 rpm เมื่อภาระของเครื่องยนต์ 30% พบว่าการทดลอง 67% RH มีผลต่างทางอุณหภูมิ 5 °C 78% RH มีผลต่าง 4 °C ที่ภาระของเครื่องยนต์ 50% พบว่า 67% RH มีผลต่างทางอุณหภูมิ 6 °C 78% RH มีผลต่าง 5 °C ที่ภาระของเครื่องยนต์ 80% พบว่า 67% RH มีผลต่างทางอุณหภูมิ 8 °C 78% RH มีผลต่าง 5 °C

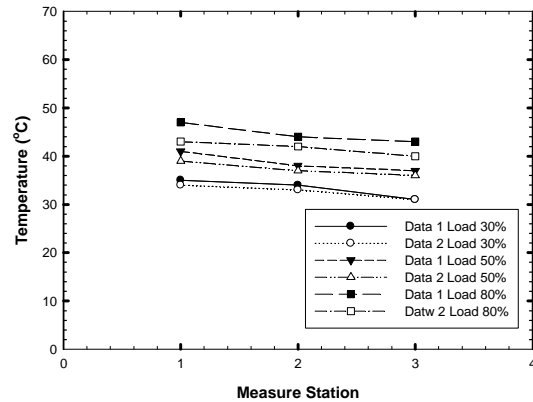


รูปที่ 3 ผลต่างอุณหภูมิทอระบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,200 rpm กรณีใช้พัดลมร่วม

รูปที่ 4 กรณีใช้พัดลมร่วมกับทอระบายความร้อน ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,500 rpm จากความชื้นของกราฟของ 67% RH ภาระของเครื่องยนต์ 30% มีผลต่างของอุณหภูมิมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 12 °C

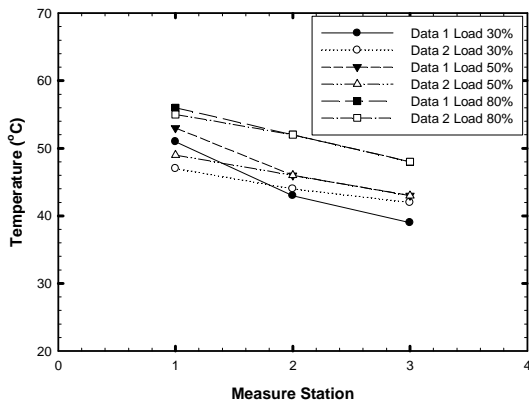


รูปที่ 4 ผลต่างอุณหภูมิหอบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,500 rpm กรณีใช้พัดลมร่วม

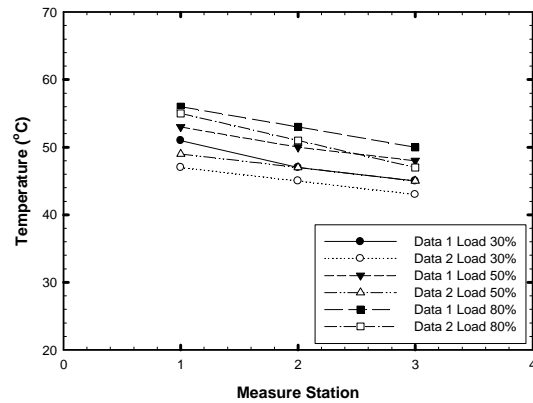


รูปที่ 6 ผลต่างอุณหภูมิหอบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,200 rpm กรณีไม่ใช้พัดลม

รูปที่ 5 กรณีใช้พัดลมร่วมกับหอบายความร้อน ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,800 rpm จากความชื้นของกราฟของ 67% RH ภาระของเครื่องยนต์ 30% มีผลต่างของอุณหภูมิมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 9 °C

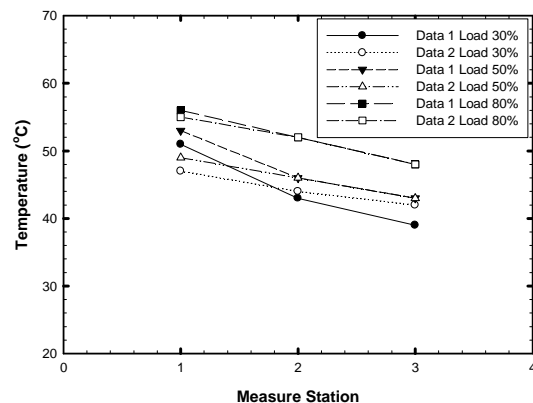


รูปที่ 5 ผลต่างอุณหภูมิหอบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,800 rpm กรณีใช้พัดลมร่วม



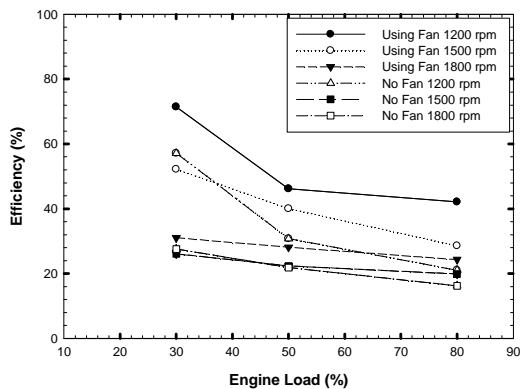
รูปที่ 7 ผลต่างอุณหภูมิหอบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,500 rpm กรณีไม่ใช้พัดลม

รูปที่ 6, รูปที่ 7 และรูปที่ 8 กรณีไม่ใช้พัดลมร่วมกับหอบายความร้อน จากความชื้นของกราฟแสดงให้เห็นว่าผลต่างของอุณหภูมิของหอบายความร้อนจะมีค่าต่ำลง เมื่อไม่มีพัดลมมาช่วยระบายความร้อน

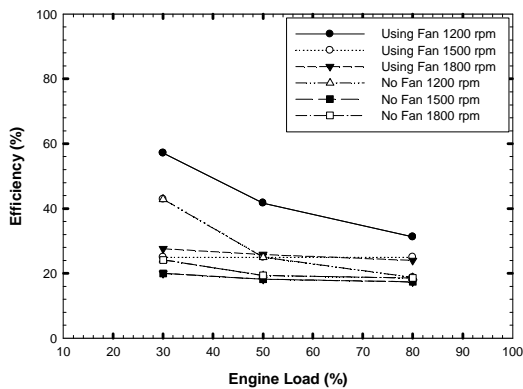


รูปที่ 8 ผลต่างอุณหภูมิหอบายความร้อนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,800 rpm กรณีไม่ใช้พัดลม

จากรูปที่ 9 แสดงประสิทธิภาพการระบายความร้อนของหอบายความร้อนของ 67% RH พบว่าในกรณีใช้พัดลมร่วมกับหอบายความร้อนประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 53.23%, 40.25% และ 27.82% กรณีไม่ใช้พัดลมร่วมกับหอบายความร้อน ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 36.32%, 22.50% และ 21.89%



รูปที่ 9 ประสิทธิภาพของหอบายความร้อนของข้อมูลชุดที่ 1 ความชื้นสัมพัทธ์ 67%



รูปที่ 10 ประสิทธิภาพของหอบายความร้อนของข้อมูลชุดที่ 2 ความชื้นสัมพัทธ์ 78%

จากรูปที่ 10 แสดงประสิทธิภาพการระบายความร้อนของหอบายความร้อนของ 78% RH พบว่าในกรณีใช้พัดลมร่วมกับหอบายความร้อน ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 43.35%, 27.76% และ 25.32% กรณีไม่ใช้พัดลมร่วมกับหอบาย

ความร้อน ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 28.87%, 22.25% และ 21.16%

### 5. บทสรุป

การออกแบบและสร้างหอบายความร้อนสำหรับแท่นทดสอบเครื่องยนต์ สามารถสรุปผลได้ดังนี้

จากผลการทดลองพบว่า 67% RH มีประสิทธิภาพสูงกว่า 78% RH ทุกความเร็วรอบและภาระของเครื่องยนต์ทั้งกรณีใช้พัดลมและกรณีไม่ใช้พัดลม อาจกล่าวได้ว่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศมีค่าต่ำจะเพิ่มประสิทธิภาพของหอบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] วิภาค อรรถจกุล (2001). การศึกษาสมรรถนะของหอทำความเย็นชนิดลมดูด, วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- [2] วิศิษฐ์ ธีระเจตกุล (2535). การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์และทดสอบแผงกระจายน้ำของหอบายความร้อนชนิดลมอัดแบบสวนทาง, วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- [3] สุระเดช ฉั่วสุวรรณ (2540). การศึกษาประสิทธิภาพของพลาสติกฟิล์มที่ใช้ในหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด, วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). บัณฑิตวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
- [4] ชัยภัทร์ เอื้อศิริพันธ์ (2545). การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ของหอทำความเย็นแบบไหลขวางกันเพื่อการใช้งานในอุตสาหกรรม, วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- [5] พันธุ์ศักดิ์ อำนาจตระกูล (2545). การศึกษาสมรรถนะและสมการคุณลักษณะเฉพาะการทดสอบของ



หอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง, *วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมเครื่องกล*. บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

[6] Armando Olivera and Jorge Facao (2002). Heat and mass transfer correlation for the design of small indirect contact cooling towers, *International Conference on Heat Transfer*. 8-10 April 2002, Kruger Park, South Africa.

[7] Stabat Pascal and Dominique Marchio (2004). Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behavior, *Applied Energy*. Pp 433-451.

[8] ภัทร กางกรณ์ (2548). การศึกษาผลกระทบของมุมใบพัดที่มีต่อสมรรถนะการระบายความร้อนของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง, *วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมเครื่องกล*. บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

[9] อนันต์ ฟองลมุล (2549). การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับอุตสาหกรรม, *วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมเครื่องกล*. บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

[10] Hamanaka, Blaise, Haihua Zhao and Phil Sharpe (2009). Comparison of advance cooling technologies efficiency depending on outside temperature, *Idaho National Laboratory*.

[11] ดวงฤดี ชูตระกูล, พิชัย อัญมมงคล และอโณทัย แสงพนมรุ่ง (2012). การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็นระบบปิดแบบไหลขวาง, *Srinakarinwirot University (Journal of Science and Technology)*, pp 47-58.