

การออกแบบห่อหุ้มลงเย็นเพื่อการระบายความร้อนออกจากเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก

บรรจง เยาว์ธานี

TNI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

บัณฑิตวิทยาลัย สาขาเทคโนโลยีวิศวกรรม

สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น

ปีการศึกษา 2557

DESIGN OF COOLING TOWER FOR HEAT REMOVAL FROM
THE BLOW MOLDING MACHINE

Bunjong Yaothaneer

TNI

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of Requirements
for The Degree of Master of Engineering Program in Engineering Technology

Graduate School

Thai-Nichi Institute of Technology

Academic Year 2014

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การออกแบบห่อหุ้มสิ่งมเย้นเพื่อระบายความร้อนออกจาก
เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก

โดย

บรรจง เยาร์ธานี

สาขาวิชา

เทคโนโลยีวิศวกรรม

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยเป็นส่วนหนึ่ง
ของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร. พิชิต สุขเจริญพงษ์)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.....

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทสพล เขตเจนการ)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิมล แสนอ้อม)

.....กรรมการ

(ดร. เอกอุ ธรรมกรบัญญัติ)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ)

บรรจง เยาว์ธานี : การออกแบบห่อหุ้มลมเย็นเพื่อระบายความร้อนจากเครื่องเป่าขึ้นรูป
ขวดพลาสติก. อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ, 80 หน้า.

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นการพัฒนาห่อหุ้มลมเย็นขนาดเล็กที่เหมาะสมกับการระบายความร้อนของระบบ
น้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก น้ำหล่อเย็นได้ไหลเวียนมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับ
น้ำมันไฮดรอลิกที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นไหลไประบายความร้อนโดยผ่านหัวสเปรย์ลงสู่
อ่างน้ำ การทดสอบได้ปรับเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของน้ำ 5 ค่า (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 kg/s)
และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะที่หัวสเปรย์ 3 ค่า (2.5, 3.0, และ 3.5 mm) รวมเป็น 15 การ
ทดลอง แต่ละการทดลองใช้เวลา 24 ชั่วโมง ค่าจากการวัดอุณหภูมิ น้ำ น้ำมัน และอากาศ ถูกบันทึก
ทุกๆ 5 นาที โดยผลการวิเคราะห์สมรรถนะห่อหุ้มลมเย็น อาทิ ค่าช่วง (Range) ค่าประสิทธิผล
(Effectiveness) และประสิทธิภาพ (Efficiency) แสดงว่าห่อหุ้มลมเย็นที่มี ขนาดรูเจาะที่หัวสเปรย์น้ำ
2.5 mm และอัตราการไหลของน้ำ 0.5 kg/s ให้ค่าช่วง และค่าประสิทธิผลที่ดีที่สุด และประหยัด
พลังงานไฟฟ้าที่จ่ายปั๊ม โดยอุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกในระบบสูงสุดเพียง 41 °C ซึ่งไม่เกิน 50 °C ที่ค่า
อุณหภูมิวิกฤตที่จะทำให้ระบบเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกต้องหยุดทำงาน

ทางด้านทฤษฎีได้มีการนำโครงข่ายประสาทเทียม ANN เพื่อจำลองระบบห่อหุ้มลมเย็น โดย
ใช้ข้อมูลจากการทดลองมาสอนด้วยเทคนิคแบบแพร่ย้อนกลับ และทดสอบด้วยข้อมูลอีกชุด
จนกระทั่งได้โครงสร้างของ ANN ที่เหมาะสมที่สุด ประกอบด้วย อินพุตเลเยอร์-ฮิดเดนเลเยอร์-
เอาต์พุตเลเยอร์ 5-40-1 จนสามารถทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ทางออกได้อย่างแม่นยำสูงในระดับ MSE
= 0.0968 และ $R^2 = 0.9992$ และใช้โครงสร้างแบบเดียวกันในการทำนายอุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกที่
กลับสู่เครื่องจักร ได้ระดับความแม่นยำ MSE = 0.1155 และ $R^2 = 0.8946$ นอกจากนี้ยังใช้โครงข่าย
ประสาทเทียมแบบ NARX 1 ฮิดเดนเลเยอร์ เพื่อทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นทางออกห่อหุ้มลมเย็นใน
คาบเวลาถัดไปในอนาคต ผลของการทำนายมีแนวโน้มแบบเดียวกับค่าจากการทดลองจริง ให้ค่า
MSE = 0.0791 ค่าความแตกต่างระหว่างค่าทำนายและค่าวัดจริงของอุณหภูมิของน้ำทางออกห่อหุ้ม
ลมเย็น 0.04-0.38 °C และทำนายอุณหภูมิ น้ำมันได้ค่า MSE = 0.5398 แสดงว่า มีความเป็นไปได้ที่
จะนำแบบจำลอง ANN และ NARX มาทำนายพฤติกรรมของระบบนี้ สรุปได้ว่าผลงานวิจัยบรรลุ
วัตถุประสงค์ จนทำให้ได้ห่อหุ้มลมเย็นที่เหมาะสมกับการระบายความร้อนของเครื่องจักร และสามารถ
ทำนายพฤติกรรมระบบได้แม่นยำในระดับที่ยอมรับได้ และได้แนวทางการพัฒนาห่อหุ้มลมเย็นต่อไป

บัณฑิตวิทยาลัย

ลายมือชื่อนักศึกษา.....

สาขาวิชา เทคโนโลยีวิศวกรรม

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....

ปีการศึกษา 2557

BUNJONG YAOTHANEE : DESIGN COOLING TOWER FOR HEAT REMOVAL FROM THE BLOWMOLDING MACHINE. ADVISOR : ASSISTANT PROFESSOR DR. WIPAWADEE WONGSUWAN, 80 PP.

The research focus on development of a compact cooling tower suited to heat load from the hydraulic system of the blow molding machine. Cooling water was circulated to exchange heat with hydraulic oil in the heat exchanger, and to remove heat by spraying through the nozzle into the basin. Test of the cooling tower was carried out by varying 5 water flow rates (0.5, 1.0, 1.5, 2.0 and 2.5 kg/s) and varying diameter of the spray nozzle holes to 3 values (2.5, 3.0, and 3.5 mm), leading to 15 sets of (24-hr) experiments. Temperature measurements of water/oil and air were recorded every 5 minutes. Experimental data analysis provided magnitudes of Range, Effectiveness, and Efficiency of the cooling tower. It has found that the cooling tower having 2.5-mm nozzle holes diameter and 0.5 kg/s water flow rate could achieve the best values of Range and Effectiveness, and also save power input required by the water pump. The maximum value of hydraulic oil temperature in the system was only 41 °C, which bellow 50 °C, the critical temperature that would stop the blow molding machine operation.

Theoretical work was also conducted by applying an Artificial Neural Network (ANN) to model the cooling tower system, using experimental data to train the network based on the back propagation technique, and tested by the other dataset. Finally, the optimum ANN architecture was composed of [Input layer-Hidden layer-Output layer] of 5-40-1, which applicable for predicting the exit water temperature from the cooling tower with $MSE = 0.0968$ and $R^2 = 0.9992$. Besides, the similar ANN architecture was employed by the hydraulic oil temperature that returned to the machine, resulting in accuracy level at $MSE = 0.1155$ and $R^2 = 0.8946$. In addition, the Nonlinear Autoregressive Exogenous (NARX) having 1 hidden layer

was used for prediction of the cooling tower exit temperature in the next time period. The predicted result had similar trend to the actual temperatures achieving $MSE = 0.0791$ in case of cooling tower outlet temperature, and $MSE = 0.5398$ in case of the oil temperature. Therefore, it is possible to use ANN and NARX for performance prediction of the cooling tower system. In brief, the research result reached the objective that the appropriate cooling tower was developed for heat removal of the machine, and the system performance could be predicted with an acceptable accuracy. Also, we obtain the guideline for the cooling tower improvement.

Graduate School

Field of Engineering of Technology

Academic Year 2014

Student's Signature.....

Advisor's Signature

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้กระทำให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี อันเนื่องมาจากความกรุณาของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ กรุณาเสียสละเวลาอันมีค่าของท่าน มาให้คำแนะนำและให้คำปรึกษาแนวทางและการพัฒนาในการทำวิจัย ตลอดจนสอนขั้นตอนการดำเนินวิจัยตลอดการทำงานวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทศพล เขตเจนการ ที่กรุณาเสียสละเวลาเป็นประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ในครั้งนี้

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิมล แสนอ้อม ที่กรุณาเสียสละเวลาให้คำปรึกษาแนะนำการใช้ โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) และกรุณาเสียสละเวลาเป็นกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ในครั้งนี้

ขอบพระคุณ ดร.เอกอุ ธรรมกรบัญญัติ ที่กรุณาเสียสละเวลาเป็นกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ในครั้งนี้

และท้ายที่สุดขอขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ที่ให้โอกาสในการศึกษาและขอบคุณเพื่อนๆ อาจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่าน ทั้งผู้ที่กล่าวนามและไม่ได้กล่าวนามใน ณ ที่นี้ผู้เขียนมีความซาบซึ้งในความกรุณาอันดียิ่งจากทุกท่านและขอกราบขอบพระคุณมา ณ โอกาสนี้

บรรจง เข้าวธานี

TNI

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ช
สารบัญ.....	ซ
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูป.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษาและวิจัย.....	2
1.4 ระเบียบวิธีวิจัย.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.6 แผนการดำเนินงาน.....	3
2 หลักการพื้นฐาน เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 ระบบไฮดรอลิกและเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก.....	4
2.2 หอฝัลงมเย็น.....	6
2.3 โครงข่ายประสาทเทียม.....	12
2.4 การถ่ายโอนความร้อน.....	22
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	24
3 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	31
3.1 การดำเนินงานวิจัย.....	31
3.2 การตรวจวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิก.....	31
3.3 เตรียมวัสดุเครื่องมืออุปกรณ์.....	33

สารบัญ (ต่อ)

บทที่

หน้า

3.4 การสร้างแบบจำลอง.....	35
3.5 การติดตั้งเครื่องมือวัดทำการทดลอง.....	36
3.6 การบันทึกการทดลอง.....	37
3.7 การคำนวณ.....	37
3.8 การวิเคราะห์โดโครงข่ายประสาทเทียม.....	37
3.9 การวิเคราะห์ เปรียบเทียบสรุป ประเมินผล.....	41
4 ผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผลการทดลอง.....	42
4.1 การตรวจวิเคราะห์การใช้พลังงานในปัจจุบัน.....	42
4.2 ผลการทดลอง.....	44
4.3 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำเย็นโดยโครงข่ายประสาทเทียม (BP).....	56
4.4 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกโครงข่ายประสาทเทียม (BP).....	58
4.5 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำเย็นโดโครงข่ายประสาทเทียม (NARX).....	59
4.6 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกโครงข่ายประสาทเทียม (NARX).....	60
5 สรุปผลการวิจัย.....	62
5.1 สรุปผลการทดลอง.....	62
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	63
บรรณานุกรม.....	64
ภาคผนวก.....	67
ภาคผนวก ก.....	68
ภาคผนวก ข.....	70
ภาคผนวก ค.....	72
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	80

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
1.1 แผนงานและระยะเวลาดำเนินงาน.....	3
2.1 สรุปรงานวิจัยที่เกี่ยวกับการประเมินและทำนายสมรรถนะท่อฝังลมเย็น.....	24
3.1 ขนาด ϕ หัวสเปรย์น้ำและอัตราการไหลของน้ำในการทดลอง.....	33
3.2 การทดสอบ Topology โครงข่ายประสาทเทียม ANN.....	39
4.1 ช่วง (Range) และประสิทธิภาพ (Effectiveness).....	41
5.1 การเปรียบเทียบผลวิเคราะห์แบบจำลองด้วยโครงข่ายประสาทเทียม ANN.....	63

สารบัญรูป

รูป	หน้า
2.1 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก TL-750.....	5
2.2 หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower).....	6
2.3 หอผึ่งลมเย็นแบบอากาศไหลธรรมชาติ (Natural Draft).....	7
2.4 หอผึ่งลมเย็นชนิดพัดลมดูด (Induced Draft).....	8
2.5 หอผึ่งลมเย็นชนิดพัดลมเป่า (Forced Draft).....	9
2.6 ช่วงและระยะประชิดหอผึ่งลมเย็น.....	9
2.7 เซลล์ประสาท (Neural) ในสมองมนุษย์.....	12
2.8 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบง่าย.....	13
2.9 ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบเชิงเส้น.....	14
2.10 ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบลอจิสติกมอยด์.....	15
2.11 ฟังก์ชันไฮเปอร์บอลิกแทนเจนต์ซิกมอยด์.....	15
2.12 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุต.....	16
2.13 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุตในรูปย่อ.....	16
2.14 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้น.....	17
2.15 โครงข่ายประสาทเทียมแบบชั้นในรูปย่อ.....	18
2.16 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้นที่ใช้ใน Matlab Toolbox.....	19
2.17 โครงข่ายประสาทเทียมสามชั้น.....	19
2.18 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหลายอินพุตเอาต์พุตแบบย่อ.....	20
2.19 โครงข่ายประสาทเทียมแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation).....	21
2.20 โครงข่ายประสาทเทียม NARX (Nonlinear Autoregressive Exogenous).....	21
2.21 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด One-Shell-Pass และ Two-Tube-Passes.....	24
3.1 แสดงการทำงานของระบบหล่อเย็น ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิและบันทึกค่า.....	32
3.2 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (Blow Molding Machine).....	33
3.3 ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก (Hydraulic Pump).....	34
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger).....	34
3.5 หัวสเปรย์น้ำ (Nozzles).....	34

สารบัญรูป (ต่อ)

รูป	หน้า
3.6 อ่างเก็บน้ำ (Basin).....	35
3.7 ปั๊มน้ำ (Water Pump).....	35
3.8 แบบจำลองหอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower Model).....	35
3.9 Data Logger (Yokogawa MW100).....	36
3.10 Ultra Book (Samsung # 9).....	36
3.11 โครงสร้างโครงข่ายประสาทเทียมแบบแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation).....	38
3.12 โครงสร้างโครงข่ายประสาทเทียมแบบอนุกรมเวลา (NARX).....	39
4.1 การตรวจวิเคราะห์หอผึ่งลมเย็นที่ใช้ในปัจจุบันก่อนทำการวิจัย.....	43
4.2 แสดงความสัมพันธ์การใช้พลังงานไฟฟ้าของปั๊มน้ำและอัตราการไหลของน้ำ.....	43
4.3 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร.....	44
4.4 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร.....	45
4.5 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร.....	45
4.6 การเปลี่ยนแปลง ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร..	46
4.7 การเปลี่ยนแปลง ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร..	47
4.8 การเปลี่ยนแปลง ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร..	47
4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ช่วง (Range) และ ประสิทธิภาพ (Effectiveness)	48
4.10 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร.....	49
4.11 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร.....	50
4.12 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร.....	50
4.13 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร.....	51
4.14 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร.....	51
4.15 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร.....	52
4.16 แสดงความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร.....	53
4.17 แสดงความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร.....	53

สารบัญรูป (ต่อ)

รูป	หน้า
4.18 แสดงความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร.....	54
4.19 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็น ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร.....	55
4.20 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็น ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.0 มิลลิเมตร.....	55
4.21 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็น ตามเวลาเมื่อหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร.....	56
4.22 แสดงอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมเย็นจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN (BP).....	57
4.23 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองและการทำนายโดยโปรแกรมโครงข่ายประสาทเทียม ANN (BP).....	59
4.24 แสดงอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมเย็นจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN (NARX).....	60
4.25 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN (NARX).....	60

TNI

TAHT - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

จากประสบการณ์ของผู้วิจัยในวงการอุตสาหกรรมเป็นระยะเวลา 25 ปี ที่ผ่านมามีเห็นว่าอุณหภูมิทำงานมีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องจักรซึ่งใช้ระบบไฮดรอลิกในการขับเคลื่อนกลไกของเครื่องจักรกล [1] ดังนั้นการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกจึงเป็นสิ่งจำเป็น อาทิ การใช้หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower) ในการระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็นของระบบไฮดรอลิก

หอผึ่งลมเย็นที่มีขายทั่วไปมีขนาดตั้งแต่ 25 กิโลวัตต์ (kW) ราคาเริ่มตั้งแต่ 20,000 บาทขึ้นไป [2] และต้องมีพัดลมเพื่อช่วยกระบวนการพาความร้อนออกไปจากน้ำ หากพัดลมชำรุดไม่หมุนหอผึ่งลมเย็นนั้นก็จะไม่สามารถระบายความร้อนออกจากน้ำได้ดี การซ่อมบำรุงและการทำความสะอาดหอผึ่งลมเย็นค่อนข้างยุ่งยาก

ในอุตสาหกรรมขนาดเล็ก ที่มีกระบวนการฉีดและเป่าขวดขึ้นรูปพลาสติก เครื่องจักรที่ต้องระบายความร้อนออกมักใช้หอผึ่งลมเย็นขนาดเล็กกว่าขนาดที่วางจำหน่ายในท้องตลาดจึงมีขนาดใหญ่เกินไปสำหรับโรงงานกรณีศึกษาของผู้วิจัย จึงจำเป็นต้องพัฒนาระบบระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็นที่มีขนาดเหมาะสมเอง โดยเน้นไปที่การประหยัดต้นทุนและพลังงาน ง่ายในการซ่อมบำรุง และใช้เวลาการทำความสะอาดน้อย นอกจากนี้ ในภาคทฤษฎีก็พบงานวิจัยในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายพฤติกรรมของหอผึ่งลมเย็นอยู่บ้าง แต่การทำแบบจำลองชนิดโครงข่ายประสาทเทียม ANN ยังพบน้อย โดยเฉพาะกับหอผึ่งลมเย็นอย่างงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยจึงสนใจในการสร้างแบบจำลอง ANN เช่นกัน

กระบวนการขึ้นรูปพลาสติกต้องระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) [3] ซึ่งมีทั้งแบบระบายความร้อนด้วยอากาศไหลผ่านและแบบใช้น้ำหล่อเย็น แล้วให้หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower) เป็นตัวระบายความร้อนจากน้ำสู่บรรยากาศอีกทีหนึ่ง ทำให้ผู้วิจัยสนใจแก้ปัญหาโจทย์วิจัยและพัฒนาหอผึ่งลมเย็นที่เหมาะสมกับโรงงานขนาดเล็ก สามารถระบายความร้อนของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก มีความเหมาะสมกับภาระความร้อนจริง ประหยัดพลังงานไฟฟ้า และลดต้นทุนในการผลิต โดยหอผึ่งลมเย็นต้องง่าย และประหยัดเวลาการบำรุงรักษา

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 เพื่อออกแบบหอดึงลมเย็นสำหรับการระบายความร้อนจากระบบไฮดรอลิกของเครื่องขึ้นรูปขวดพลาสติก

1.2.2 เพื่อสร้างแบบจำลองชนิดโครงข่ายประสาทเทียมเพื่อทำนายสมรรถนะของหอดึงลมเย็นที่พัฒนาขึ้น

1.3 ขอบเขตการศึกษาและวิจัย

1.3.1 หอดึงลมเย็นใช้สำหรับการระบายความร้อนจากระบบน้ำมันไฮดรอลิก 1 ชุดของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกขนาด 5 กิโลวัตต์ (kW) จำนวน 1 เครื่อง ที่ใช้งานติดต่อกัน 24 ชั่วโมงต่อหนึ่งวัน

1.3.2 หอดึงลมเย็นขนาดเล็กที่ผลิตขึ้นมีอัตราการระบายความร้อนประมาณ 5 กิโลวัตต์ (kW) ประกอบด้วยอ่างน้ำ 1 อ่าง ปั๊มน้ำ 1 ตัว หัวสเปรย์น้ำ 1 หัว และระบบท่อน้ำ

1.3.3 อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกต้องไม่เกิน 50°C เพื่อไม่ให้ระบบไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกหยุดการทำงานโดยอัตโนมัติ

1.3.4 จำนวนชุดการทดลองถูกนำมาใช้เป็นชุดข้อมูลด้วยจำนวนที่เพียงพอสำหรับการสอนโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network: ANN)

1.4 ระเบียบวิธีวิจัย

1.4.1 กำหนดที่มาของปัญหาวิจัยจากกรณีศึกษาในโรงงานอุตสาหกรรม

1.4.2 ระบุปัญหาวิจัย ค้นคว้าเอกสารและข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยจากแหล่งข้อมูลต่างๆ อาทิ หนังสือ วารสารวิชาการ อินเทอร์เน็ต ฯลฯ

1.4.3 กำหนดวัตถุประสงค์ ขอบเขตการวิจัย และออกแบบแผนงานงานวิจัย และระเบียบวิธีวิจัย

1.4.4 ตรวจสอบวิเคราะห์การใช้พลังงานในปัจจุบันของการระบายความร้อนจากเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกของโรงงานกรณีศึกษา

1.4.5 กำหนดขอบเขตระบบระบายความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิก

1.4.6 ออกแบบ สร้าง และทดสอบระบบหอดึงลมเย็น และติดตั้งวงจรการไหลของสารถ่ายโอนความร้อน

1.4.7 ออกแบบการทดลอง กำหนดรายการวัสดุอุปกรณ์ และติดตั้งเครื่องมือวัดที่จำเป็น

1.4.8 ทำการทดลองตามรูปแบบการทดลองที่ได้ออกแบบไว้

บทที่ 2

หลักการพื้นฐาน เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง และได้นำเสนอข้อมูลเกี่ยวกับ (1) ระบบไฮดรอลิก และเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (2) หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower) (3) โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network : ANN) (4) การถ่ายโอนความร้อน (Heat Transfer) และ (5) ผลจากการทำวรรณกรรมวิจัยจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ระบบไฮดรอลิก และเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก

2.1.1 ระบบไฮดรอลิก (Hydraulic System)

ระบบไฮดรอลิก (Hydraulic System) คือ การไหลของของไหลทุกชนิดเพื่อเป็นตัวกลางการถ่ายกำลังของไหลให้เป็นการทำงานกล

ระบบไฮดรอลิกน้ำมันสำหรับอุตสาหกรรม ได้แก่ เครื่องปั๊ม (Press Machine) เครื่องฉีดพลาสติก (Injection Molding Machine) และเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (Blow Molding Machine) [1]

2.1.2 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (Blow Molding Machine)

การผลิตขวดพลาสติกมีวิธีการอยู่หลายวิธี อาทิ วิธีอัดรีด-เป่า (Extrusion Blow Molding) วิธีฉีด-เป่า (Injection Blow Molding) เป็นต้น โดยการผลิตขวดพลาสติกโดยวิธีอัดรีด-เป่า ต้นทุนถูกกว่าแบบอื่น [4] กระบวนการขึ้นรูปขวดพลาสติกในกรรมวิธีอัดรีดแบ่งออกเป็นสองขั้นตอน คือ ขั้นแรกเป็นการอัดรีดพลาสติกผ่านหัวตาย (Die) ออกมาเป็นหลอด (Parison) ขั้นที่สองเป็นการขึ้นรูปโดยแม่พิมพ์จะประกบหลอดและเป่าให้พองออกในแม่พิมพ์ที่มีช่องว่างเป็นรูปขวดพลาสติก

วัสดุที่ใช้ในงานเป่าส่วนใหญ่คือ พีอี (PE) พีพี (PP) และ พีวีซี (PVC) การเคลื่อนที่ของกลไกต่างๆ จะใช้ระบบไฮดรอลิกในการขับเคลื่อน เช่น ระบบปิดเปิดแม่พิมพ์ ระบบการเคลื่อนที่ขึ้นลงของโบล์พิน (Blow Pin) เป็นต้น ทำงานอัตโนมัติเป็นวงรอบเป็นระยะเวลาติดต่อกันนานๆ

น้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านข้อต่อของอุปกรณ์ควบคุมทิศทางความดันและอัตราการไหล เมื่อน้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านอุปกรณ์ดังกล่าวนี้ จะทำให้เกิดความต้านทานในการไหลและค่าอัตราการสูญเสียซึ่งจะเปลี่ยนไปเป็นค่าความร้อน น้ำมันไฮดรอลิกที่มีความร้อนและอุณหภูมิสูงเกิน

50°C จะทำให้ความหนืดของน้ำมันลดลง ซีลและอุปกรณ์ควบคุมจะสึกหรอเสียหายจนทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องจักรลดลง

เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก จึงติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก กำหนดไว้ไม่เกิน 50°C หากอุณหภูมิของน้ำมันเกินกว่าที่ตั้งไว้ อุปกรณ์ควบคุมจะตัดและไม่จ่ายไฟฟ้าระบบปั๊มน้ำมันไฮดรอลิกจะหยุดทำงาน จนกว่าอุณหภูมิของน้ำมันจะลดลงต่ำกว่า 50°C หากเกิดเหตุการณ์ดังกล่าว เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกจะหยุดการทำงานอย่างน้อย 3 ชั่วโมง และต้องใช้พัลล์มในการช่วยระบายความร้อนออกไป รูปที่ 2.1 แสดงเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกรุ่น TL-750 ของโรงงานกรณีศึกษา

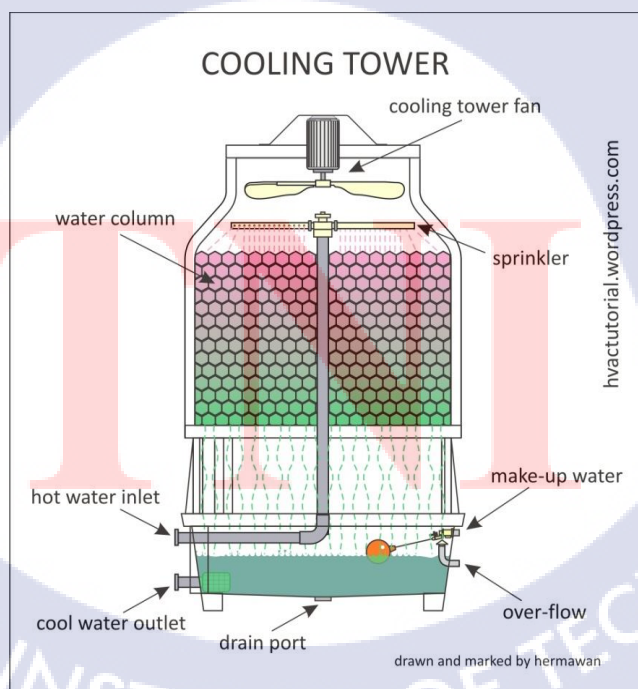


รูปที่ 2.1 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก TL-750

สำหรับโรงงานในกรณีศึกษาเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกมีวงรอบการทำงาน 20 วินาทีต่อใบ หากเครื่องหยุด มูลค่าความเสียหายประมาณ 4 พันบาทต่อครั้ง เท่ากับการจำหน่ายสินค้ามากกว่า 500 ใบ จึงมีความจำเป็นที่จะต้องระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกอย่างพอเพียง เพื่อคงไว้ซึ่งประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจักร โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) และระบายต่อไปสู่หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower) ซึ่งจะทำหน้าที่ระบายความร้อนสู่บรรยากาศในที่สุด

2.2 หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower)

หอผึ่งลมเย็นเป็นเครื่องถ่ายโอนความร้อนที่เกิดขึ้นจากกระบวนการผลิตทิ้งสู่บรรยากาศ โดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อน หลักการคือน้ำที่อุณหภูมิสูงไหลผ่านหอผึ่งลมเย็นจะถูกทำให้เป็นละอองเล็กๆ และตกผ่านแผงกระจายละอองน้ำ (Filler) ละอองเล็กๆ เหล่านี้จะสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ซึ่งความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำกับอากาศทำให้เกิดการระบายความร้อนแบบสัมผัส (Sensible Heat) ขณะเดียวกันจะมีการระเหยของหยดน้ำสู่อากาศ เนื่องจากในอากาศมีไอน้ำแฝงที่ยังไม่อิ่มตัวทำให้เกิดกระบวนการระบายความร้อนแฝง (Latent Heat) ผลดังกล่าวจึงทำให้น้ำที่อุณหภูมิสูงที่ไหลผ่านหอผึ่งลมเย็นมีอุณหภูมิลดลง และสามารถนำน้ำที่มีอุณหภูมิต่ำลงกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป [5] ดังรูปที่ 2.2



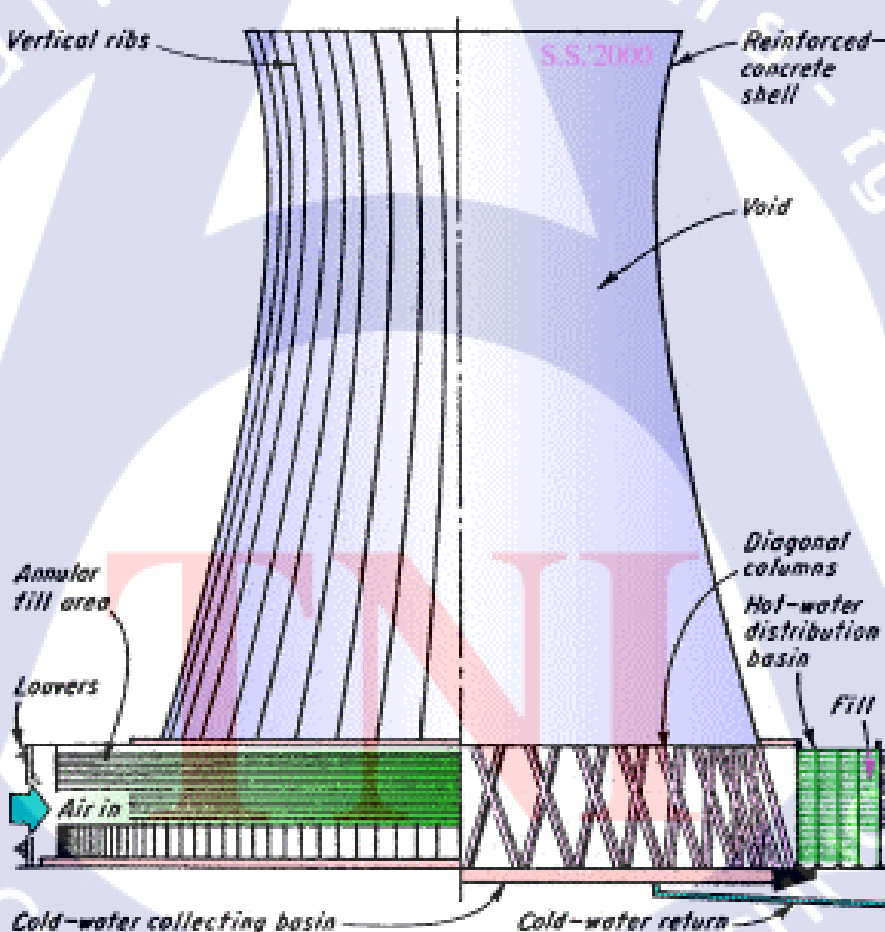
รูปที่ 2.2 หอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower) [6]

2.2.1 ประเภทของหอผึ่งลมเย็น

หอผึ่งลมเย็นแบ่ง ตามวิธีการหมุนเวียนของอากาศสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 แบบ คือ

- 1) แบบการไหลอากาศธรรมชาติ (Natural Draft)
- 2) แบบการไหลอากาศทางกล (Mechanical Draft)

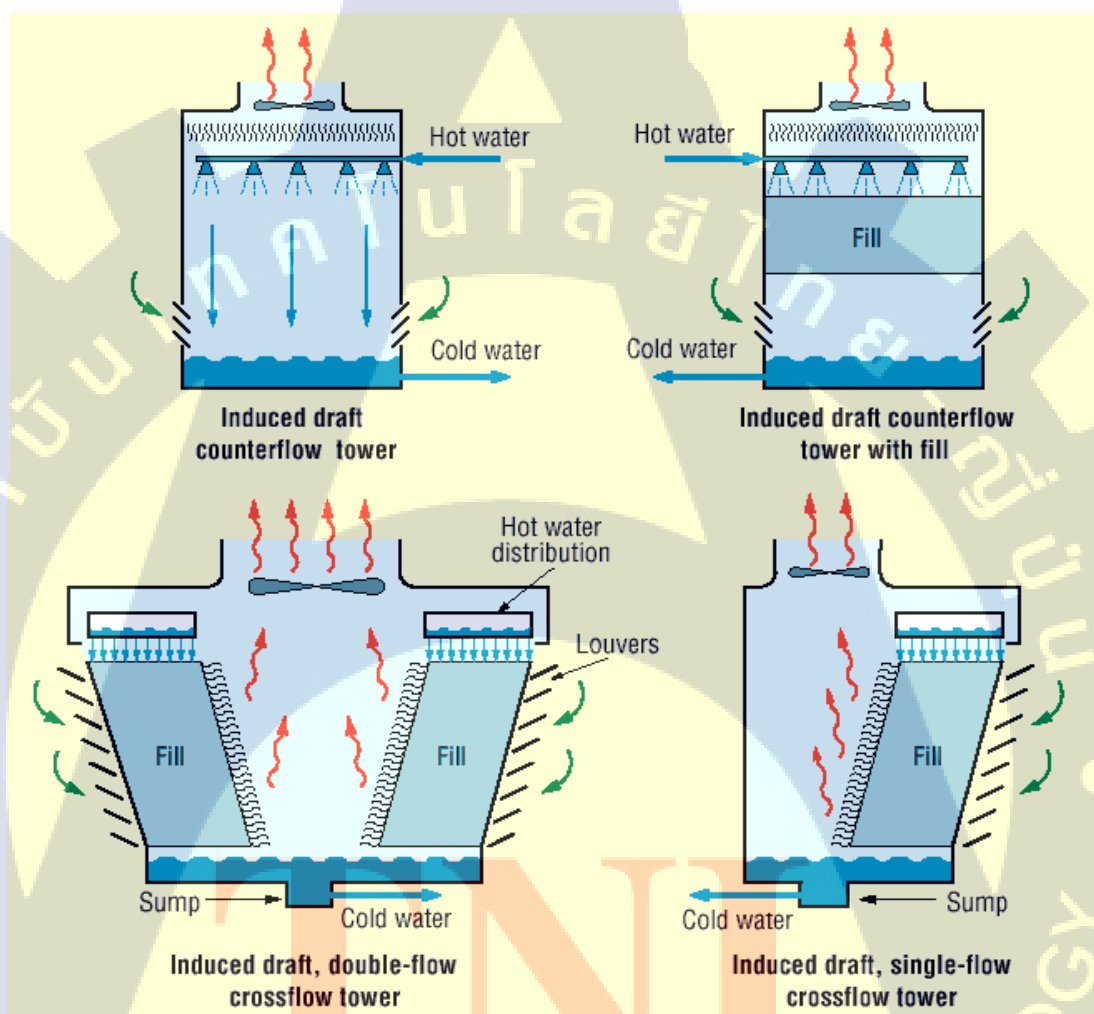
แบบการไหลอากาศธรรมชาติ (Natural Draft) จะใช้ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมกับอากาศร้อนภายในหอผึ่งลมเย็น ในขณะที่อากาศร้อนไหลผ่านหอผึ่งลมเย็นขึ้นสู่ด้านบน อากาศเย็นจะถูกดูดเข้าสู่ด้านล่างของหอผึ่งลมเย็นโดยผ่านช่องอากาศด้านล่าง การจัดวางของหอผึ่งลมเย็น ทำให้ไม่ต้องใช้พัดลม และอากาศร้อนจะไหลเวียนออกไปจากปล่อง ทำให้สมรรถนะของหอผึ่งลมเย็นดี ดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 หอผึ่งลมเย็นแบบอากาศไหลธรรมชาติ (Natural Draft) [7]

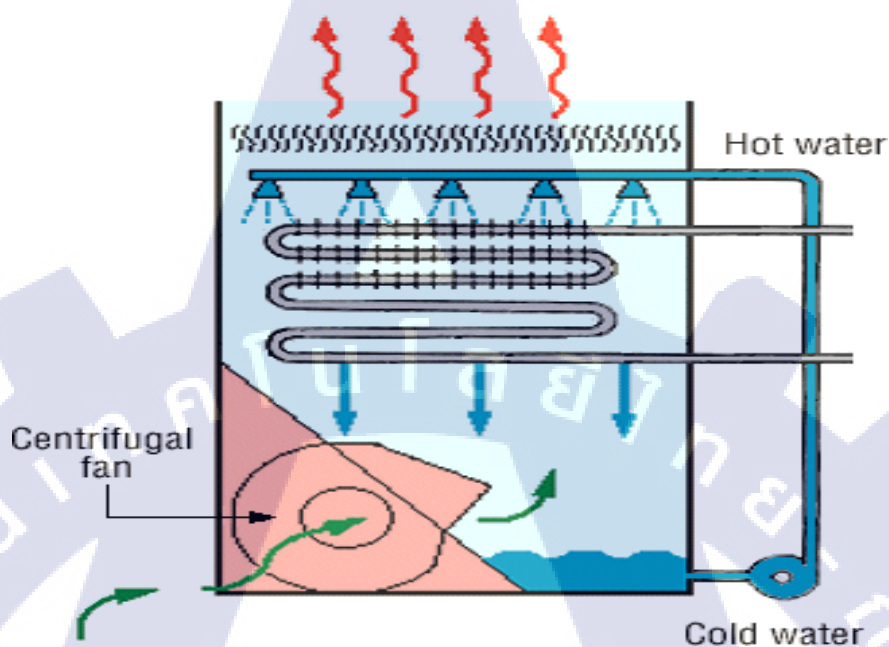
แบบการไหลอากาศทางกล (Mechanical Draft) จะใช้พัดลมเป็นตัวช่วยให้
อากาศหมุนเวียน แบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดคือ

- 1) ชนิดพัดลมดูด (Induced Draft) พัดลมจะอยู่ด้านบนของหอผึ่งลมเย็น
อากาศจะถูกดูดเข้า และไหลผ่านแผงกระจายละอองน้ำ ดังรูปที่ 2.4



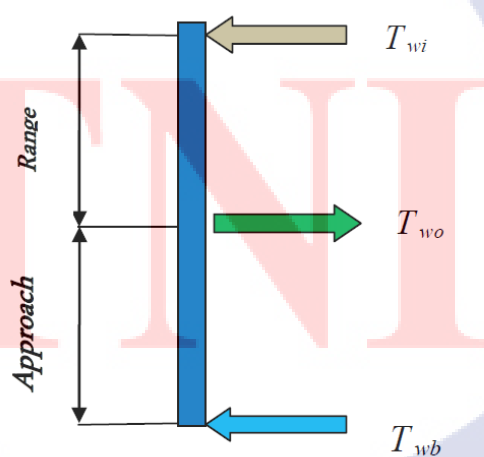
รูปที่ 2.4 หอผึ่งลมเย็นชนิดพัดลมดูด (Induced Draft) [8]

- 2) ชนิดพัดลมเป่า (Forced Draft) จะติดตั้งพัดลมไว้ด้านล่างของหอผึ่งลมเย็น อากาศจะถูกดูดผ่านใบพัดและอัดอากาศให้ไหลผ่านละอองน้ำ ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 หอผึ่งลมเย็นชนิดพัดลมเป่า (Forced Draft) [8]

2.2.2 การประเมินสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น สิ่งที่เกี่ยวข้องมีดังต่อไปนี้ [5]



รูปที่ 2.6 ช่วง (Range) และระยะประชิด (Approach)

อุณหภูมิของน้ำเข้าสู่หอผึ่งลมเย็น (T_{wi})

อุณหภูมิของน้ำออกจากหอผึ่งลมเย็น (T_{wo})

อุณหภูมิของอากาศที่กระเปาะแห้ง (T_{db})

อุณหภูมิของอากาศที่กระเปาะเปียก (T_{wb})

อัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}$)

อัตราการไหลของอากาศ (g)

1) ช่วง (Range) ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกของหอผึ่งลมเย็น เป็นค่าที่แสดง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ช่วงความแตกต่างยิ่งมากแสดงว่าหอผึ่งลมเย็นมี ประสิทธิภาพสูง

$$Range = (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2.1)$$

2) ระยะประชิด (Approach) ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำออกหอผึ่งลมเย็น กับอุณหภูมิของอากาศที่กระเปาะเปียก ค่าระยะประชิดที่ต่ำจะเป็นตัวบ่งชี้สมรรถภาพที่ดีของหอผึ่งลมเย็น

$$Approach = (T_{wo} - T_{wb}) \quad (2.2)$$

3) ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ที่คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ คือ อัตราส่วนระหว่างค่าช่วง และค่าช่วงในอุดมคติ หรือความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำเข้าหอผึ่งลมเย็นและอุณหภูมิของอากาศที่กระเปาะเปียก อัตราส่วนที่มีค่าสูงมากขึ้นแสดงว่าหอผึ่งลมเย็นมีประสิทธิภาพดีขึ้น

$$\varepsilon = (T_{wi} - T_{wo}) / (T_{wi} - T_{wb}) \times 100 \quad (2.3)$$

4) ความสามารถในการหล่อเย็น (Cooling Capacity) คือ อัตราความร้อนที่กำลังกำจัดออกไปได้ในหน่วยกิโลวัตต์

$$Q_w = \dot{m} C_p (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2.4)$$

5) การสูญเสียจากการระเหย (Evaporation Loss) คือ ปริมาณน้ำที่ระเหยไปเพื่อทำหน้าที่การหล่อเย็นในทางทฤษฎี ปริมาณการระเหยจะเท่ากับ 1.8 ลูกบาศก์เมตร (m^3) ต่อ 1 ล้าน กิโลแคลอรี (kcal) ของความร้อนที่ถ่ายโอนออกไป ตามสมการของเพอร์รี่ (Perry) [5]

$$EL = 0.00085 \times 1.8 \times \text{circulation rate} \times (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2.5)$$

EL มีหน่วยเป็น m^3/h และ $1 \text{ kcal} = 4.187 \text{ kJ}$

6) อัตราส่วนของเหลวต่อก๊าซ (L/G) ของหอผึ่งลมเย็น คือ อัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของมวลน้ำและมวลของอากาศตามกฎของอุณหพลศาสตร์ ความร้อนที่ถูกกำจัดออกจากน้ำจะต้องเท่ากับความร้อนที่ถูกดูดซับโดยอากาศแวดล้อมดังสมการต่อไปนี้

$$L(T_{wi} - T_{wo}) = G(H_2 - H_1) \quad (2.6)$$

$$L/G = (T_{wi} - T_{wo}) / (H_2 - H_1) \quad (2.7)$$

L/G = อัตราส่วนของเหลวต่อก๊าซ (โดย $L = \dot{m} C_{pwi}$ และ $G = \dot{m}_a$)

T_{wi} = อุณหภูมิของน้ำเข้าสู่หอผึ่งลมเย็น

T_{wo} = อุณหภูมิของน้ำออกจากหอผึ่งลมเย็น

H_1 = เอนทาลปีของส่วนผสมของไ้อากาศกับไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่

ทางเข้า

H_2 = เอนทาลปีของส่วนผสมของไ้อากาศกับไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่

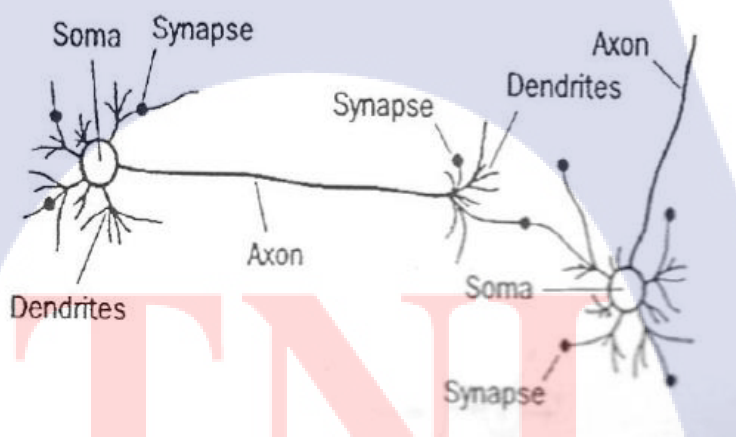
ระเหยไป

การวิเคราะห์สมรรถนะและทำนายพฤติกรรมของหอผึ่งลมเย็นสามารถทำได้ทั้งโมเดลทางคณิตศาสตร์ดังได้กล่าวมาแล้ว และใช้การสร้างแบบจำลองทางการทดลองซึ่งเทคนิคที่เลือกในงานวิจัยนี้คือ แบบจำลองโครงข่ายประสาทเทียม ANN เพื่อประมาณค่าที่แสดงสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น ดังจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

2.3 โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network : ANN)

ANN คือ โมเดลทางคณิตศาสตร์ [9] สำหรับการประมาณผลสารสนเทศด้วยการคำนวณแบบคอนเนกชันนิสต์ (Connectionist) เพื่อจำลองการทำงานเครือข่ายประสาทในสมองมนุษย์ด้วยวัตถุประสงคที่จะสร้างเครื่องมือซึ่งมีความสามารถเรียนรู้ในการจดจำ (Pattern Recognition) และอุปมานความรู้ (Knowledge Deduction) เช่นเดียวกับความสามารถที่มีในสมองของมนุษย์ แนวความคิดเริ่มต้นของเทคนิคนี้ได้มาจากข่ายงานไฟฟ้าชีวภาพ (Bioelectric Network) ในสมองซึ่งประกอบด้วย เซลล์ประสาท หรือ นิวรอน (Neurons) และจุดประสานประสาท (Synapses) แต่ละเซลล์ประสาท ประกอบด้วย ปลายในการรับกระแสประสาท เรียกว่า เดนไดรต์ (Dendrite) ซึ่งเป็นอินพุต (Input) และปลายในการส่งกระแสเรียกว่า แอคซอน (Axon) ซึ่งเป็นเหมือนเอาต์พุต (Output) ของเซลล์

เซลล์เหล่านี้ทำงานด้วยปฏิกิริยาไฟฟ้าเคมี เมื่อมีการกระตุ้นด้วยสิ่งเร้าภายนอกหรือกระตุ้นด้วยเซลล์ด้วยกัน กระแสประสาทจะวิ่งผ่านเดนไดรต์เข้าสู่นิวเคลียสซึ่งจะเป็นตัวตัดสินใจว่าต้องกระตุ้นเซลล์อื่นๆ ต่อไปผ่านทางแอกซอนของมัน ตามโมเดลนี้ข่ายงานประสาทเกิดจากการเชื่อมต่อระหว่างเซลล์ประสาทจนเป็นเครือข่ายที่ทำงานร่วมกัน ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 เซลล์ประสาท (Neural) ในสมองมนุษย์ [9]

2.3.1 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบง่าย

โครงข่ายประสาทเทียมแบบง่ายจะมีค่าอินพุตเป็นสเกลาร์หนึ่งอินพุต โดยไม่มีค่าไบแอส b (Bias) ค่าอินพุตสเกลาร์ p ถูกป้อนเข้าโดยผ่านจุดต่อและคูณกับค่าความแข็งแรง (Strength) ซึ่งเป็นค่าน้ำหนักสเกลาร์ w (Scalar Weight) ได้ผลคูณเป็นสเกลาร์กลายเป็นค่าอินพุตที่ถูกจัดน้ำหนัก wp (Weighted Input) ส่งต่อไปยังฟังก์ชันถ่ายโอน f (Transfer Function) เกิดเป็นเอาต์พุตสเกลาร์ a (Scalar Output) ดังรูปที่ 2.8ก ซึ่งสามารถคำนวณค่าเอาต์พุต a ได้จากสมการ

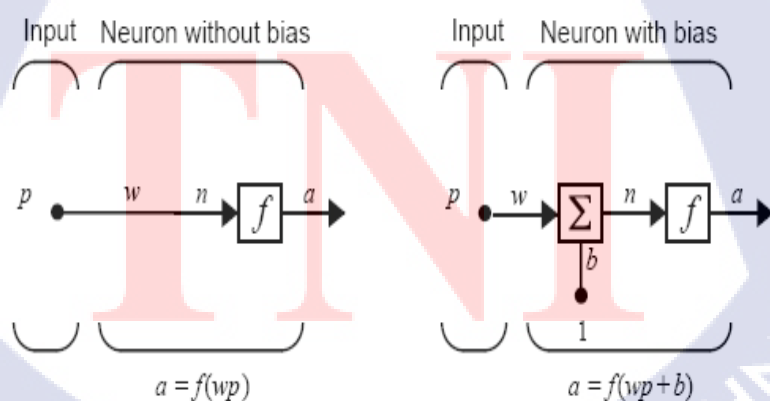
$$n = wp \quad (2.8)$$

$$a = f(n) = f(wp) \quad (2.9)$$

โครงข่ายประสาทเทียมแบบง่ายที่มีค่าสเกลาร์เป็นหนึ่งอินพุตและมีค่าไบแอส b ซึ่งมีอินพุตเป็น 1 ดังรูปที่ 2.8ข โดยมีค่าเอาต์พุตสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.10) และ (2.11)

$$n = wp + b \quad (2.10)$$

$$a = f(n) = f(wp) + b \quad (2.11)$$



ก) แบบไม่มีไบแอส

ข) แบบมีไบแอส

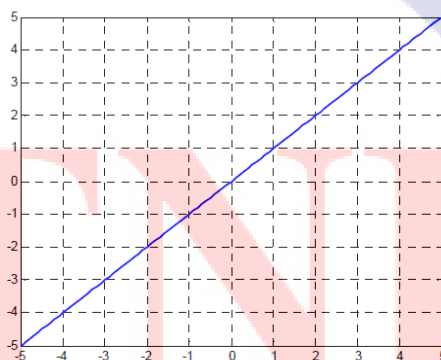
รูปที่ 2.8 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบง่าย [9]

f เป็นฟังก์ชันการถ่ายโอน เช่น ฟังก์ชันบันไดและฟังก์ชันซิกมอยด์ เป็นต้น ทำหน้าที่รับค่าอินพุต n ($n = wp$ หรือ $n = wp + b$) เพื่อเปลี่ยนเป็นค่าเอาต์พุต $a(f(n))$ ค่าน้ำหนัก w และค่าไบแอส b เป็นค่าพารามิเตอร์ของโครงข่ายประสาทเทียมที่สามารถปรับได้เพื่อให้โครงข่ายประสาทเทียมแสดงพฤติกรรมตามที่ต้องการ เช่น การจดจำสิ่งที่เรียนรู้มาก่อน โครงข่ายประสาทเทียมถูกสอนให้ทำงานตามที่ต้องการได้ โดยการปรับแต่งค่าพารามิเตอร์น้ำหนักและไบแอส หรือบางทีโครงข่ายประสาทเทียมจะปรับพารามิเตอร์เพื่อให้ได้สิ่งที่คาดหวังด้วยตัวเองแบบอัตโนมัติ

2.3.2 ฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer Function)

ฟังก์ชันถ่ายโอนมีอยู่หลายชนิด เช่น ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบเชิงเส้น (Linear) ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบลอการิทึมซิกมอยด์ (Logarithmic Sigmoid) ฟังก์ชันไฮเพอร์บออลิกแทนเจนต์ซิกมอยด์ หรือแทนซิกมอยด์ (Hyperbolic Tangent Sigmoid) และอื่นๆ ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบเชิงเส้น (Linear) แสดงดังสมการ (2.12) และรูปที่ 2.9

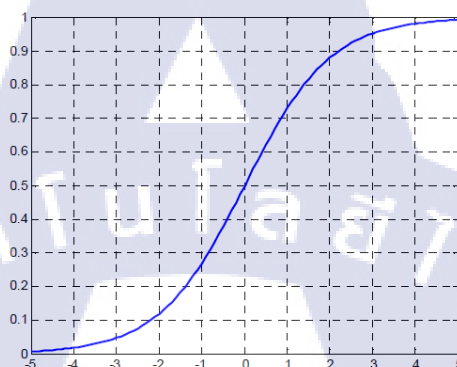
$$f(n) = n \quad (2.12)$$



รูปที่ 2.9 ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบเชิงเส้น [9]

ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบลอจิสติกมอยด์ (Logarithmic Sigmoid) แสดงดังสมการที่ (2.13) และรูปที่ 2.10

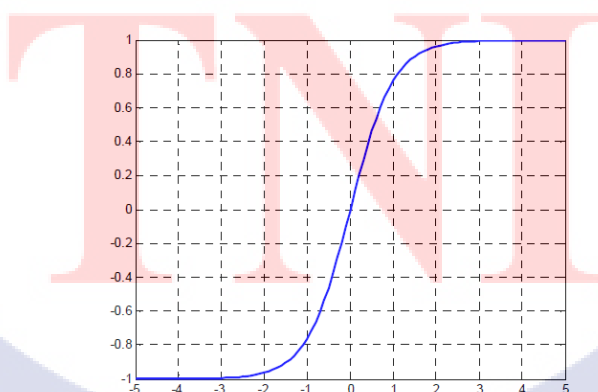
$$f(n) = \frac{1}{1 + \exp(-n)} \quad (2.13)$$



รูปที่ 2.10 ฟังก์ชันถ่ายโอนแบบลอจิสติกมอยด์ [9]

ฟังก์ชันไฮเพอร์บอริกแทนเจนต์ซิกมอยด์ (Hyperbolic Tangent Sigmoid) แสดงดังสมการที่ (2.14) และรูปที่ 2.11

$$f(n) = \frac{2}{1 + \exp(-2n)} - 1 \quad (2.14)$$



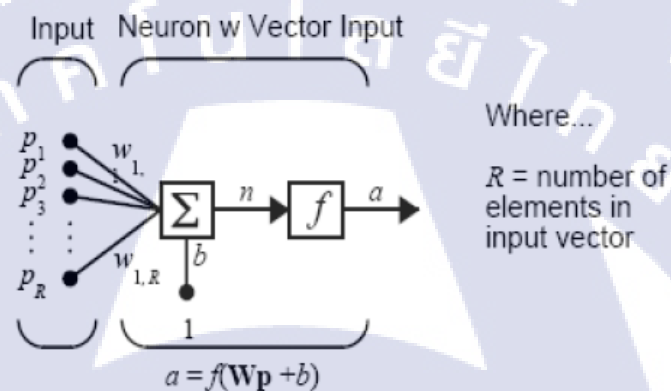
รูปที่ 2.11 ฟังก์ชันไฮเพอร์บอริกแทนเจนต์ซิกมอยด์ [9]

2.3.3 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุต

โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุตในรูปเวกเตอร์ $\mathbf{p} = [p_1 \ p_2 \dots p_R]^T$ มีอินพุต R ค่า อินพุตแต่ละตัวคูณด้วยเวกเตอร์น้ำหนัก $\mathbf{W} = [w_{11} \ w_{12} \dots w_{1R}]$ แล้วป้อนให้กับฟังก์ชันถ่ายโอน f เป็นเอาต์พุต a ดังสมการ (2.15) และรูปที่ 2.12

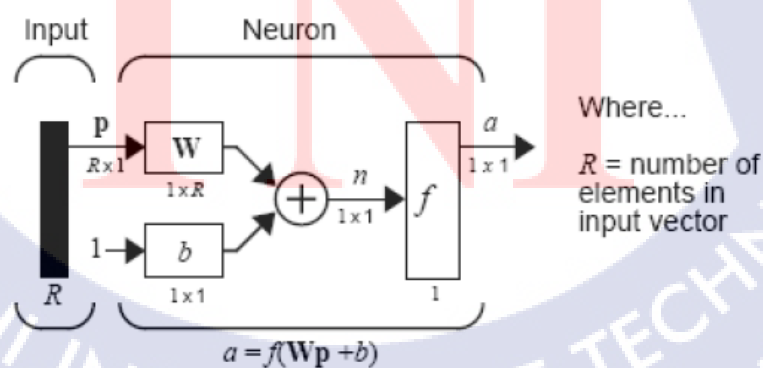
$$n = \mathbf{W}\mathbf{p} + b = w_{11} p_1 + w_{12} p_2 + \dots + w_{1R} p_R + b$$

$$a = f(n) = f(\mathbf{W}\mathbf{p} + b) \quad (2.15)$$



รูปที่ 2.12 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุต [9]

สามารถเขียนโครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุตในรูปย่อโดยใช้สัญลักษณ์เวกเตอร์ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งหน่วยแบบหลายอินพุตในรูปย่อ [9]

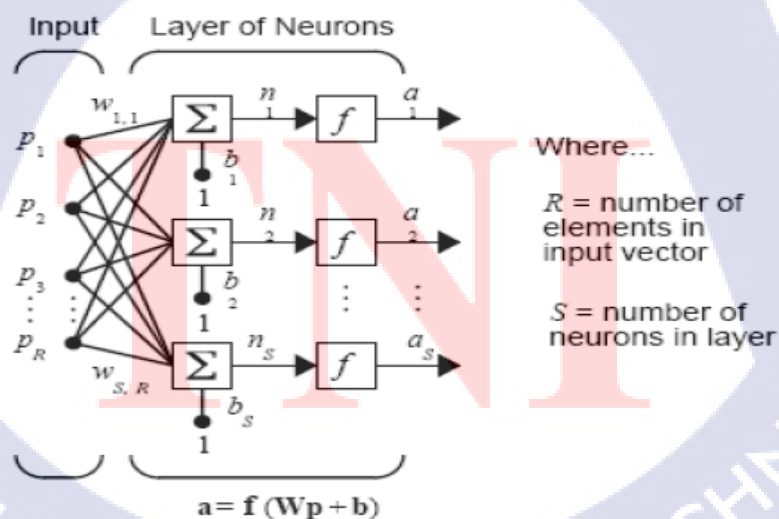
2.3.4 โครงข่ายประสาทเทียมแบบเป็นชั้น (Layered Perceptron)

ในระบบงานทั่วไปจะเกี่ยวข้องกับตัวแปรมากกว่าหนึ่งตัวแปร โครงข่ายประสาทเทียมแบบหลายหน่วยหลายอินพุต จะมีหลายสัญญาณเข้าและออก ซึ่งทำให้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับระบบหลายตัวแปรได้ โครงข่ายประสาทเทียมหนึ่งชั้น ดังรูปที่ 2.14 สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (2.16) และ (2.17)

$$\begin{aligned} n_1 &= w_{11} p_1 + w_{12} p_2 + w_{13} p_3 \dots + w_{1R} p_R + b_1 \\ n_2 &= w_{21} p_1 + w_{22} p_2 + w_{23} p_3 \dots + w_{2R} p_R + b_2 \\ n_3 &= w_{31} p_1 + w_{32} p_2 + w_{33} p_3 \dots + w_{3R} p_R + b_3 \\ n_S &= w_{S1} p_1 + w_{S2} p_2 + w_{S3} p_3 \dots + w_{SR} p_R + b_S \end{aligned} \quad (2.16)$$

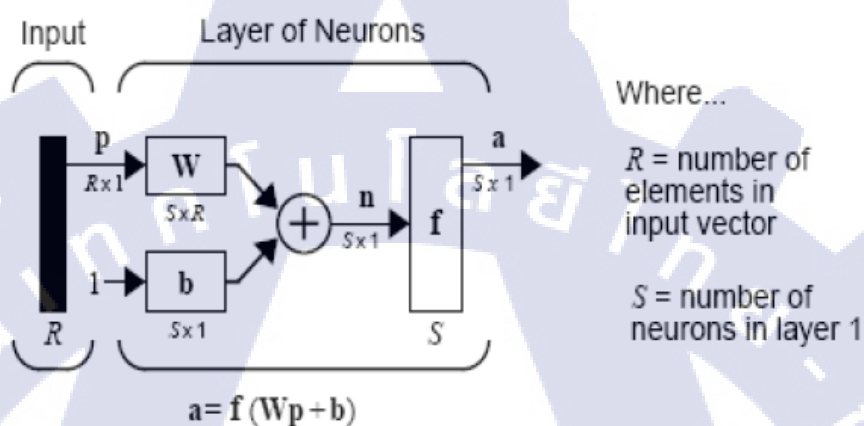
และเอาต์พุตหาได้จาก

$$\begin{aligned} a_1 &= f(n_1) = f(w_{11} p_1 + w_{12} p_2 + w_{13} p_3 \dots + w_{1R} p_R + b_1) \\ a_2 &= f(n_2) = f(w_{21} p_1 + w_{22} p_2 + w_{23} p_3 \dots + w_{2R} p_R + b_2) \\ a_3 &= f(n_3) = f(w_{31} p_1 + w_{32} p_2 + w_{33} p_3 \dots + w_{3R} p_R + b_3) \\ a_S &= f(n_S) = f(w_{S1} p_1 + w_{S2} p_2 + w_{S3} p_3 \dots + w_{SR} p_R + b_S) \end{aligned} \quad (2.17)$$



รูปที่ 2.14 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้น [9]

โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้น ที่มีหลายอินพุตและเอาต์พุตในรูปเวกเตอร์-เมทริกต์ ซึ่งทำให้ประหยัดเวลาการเขียน เมื่อ $\mathbf{p}$ เป็นอินพุตเวกเตอร์ขนาด $R \times 1$ $\mathbf{W}$ เป็นเมทริกต์น้ำหนักขนาด $R \times S$ $\mathbf{b}$ เป็นไบแอสเวกเตอร์ขนาด $S \times 1$ $\mathbf{n}$ เป็นเวกเตอร์ผลบวกระหว่าง $\mathbf{Wp}$ และ $\mathbf{b}$ $\mathbf{f}$ เป็นเวกเตอร์ฟังก์ชันถ่ายโอน และ $\mathbf{a}$ เป็นเวกเตอร์เอาต์พุต ส่วน R เป็นค่าสเกลาร์แสดงจำนวนอินพุตและ S เป็นค่าสเกลาร์แสดงจำนวนนิวรอนดังรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 โครงข่ายประสาทเทียมแบบชั้นในรูปย่อ [9]

กำหนดให้

$$\mathbf{p} = [p_1 \ p_2 \dots p_R]^T$$

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} w_{11} & w_{12} & \dots & w_{1R} \\ w_{21} & w_{22} & \dots & w_{2R} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ w_{S1} & w_{S2} & \dots & w_{SR} \end{bmatrix}$$

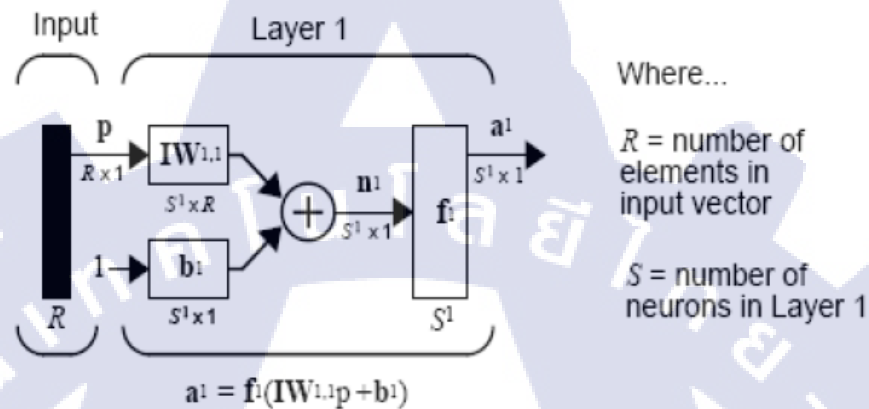
$$\mathbf{b} = [b_1 \ b_2 \dots b_S]^T$$

สามารถคำนวณเอาต์พุตได้ดังสมการ (2.19)

$$\mathbf{n} = \mathbf{Wp} + \mathbf{b} \quad (2.18)$$

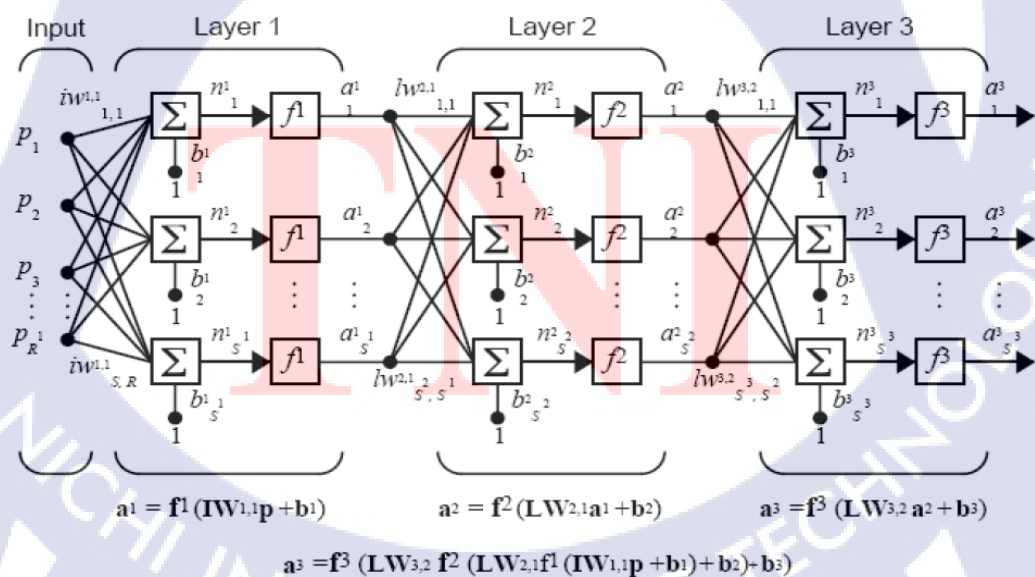
$$\mathbf{a} = \mathbf{f}(\mathbf{n}) = \mathbf{f}(\mathbf{Wp} + \mathbf{b}) \quad (2.19)$$

โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้นที่ใช้ใน Matlab Toolbox โดย $\mathbf{IW}^{1,1}$ เป็นน้ำหนักอินพุต (Input Weight) เป็นการเชื่อมโยงจากต้นทางที่ 1 (ตัวชี้ที่ 2) ไปยังปลายทางตัวที่ 1 (ตัวชี้ที่ 1) สำหรับพารามิเตอร์อื่นๆ จะมีตัวยกเป็น 1 เป็นการบอกว่าเป็นพารามิเตอร์ของชั้นที่ 1 ดังรูปที่ 2.16



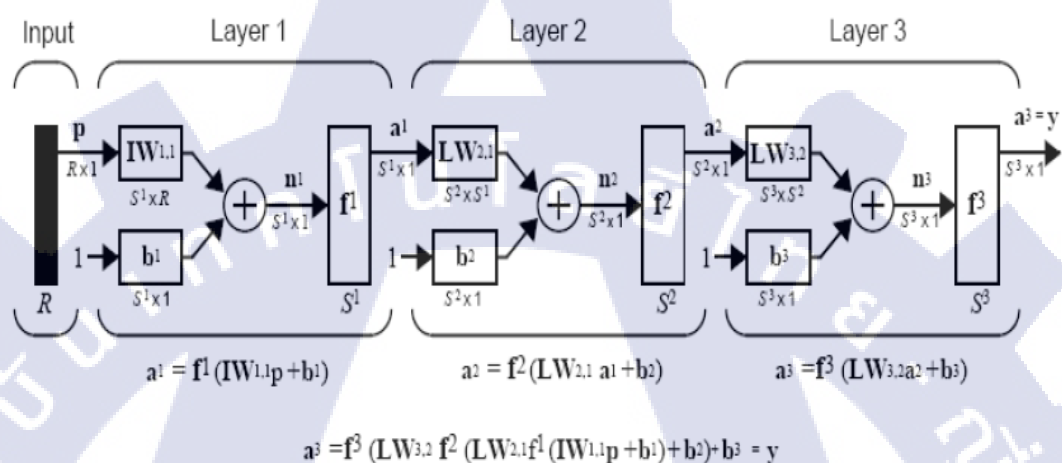
รูปที่ 2.16 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหนึ่งชั้นที่ใช้ใน Matlab Toolbox [9]

2.3.5 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหลายชั้น



รูปที่ 2.17 โครงข่ายประสาทเทียมสามชั้น [9]

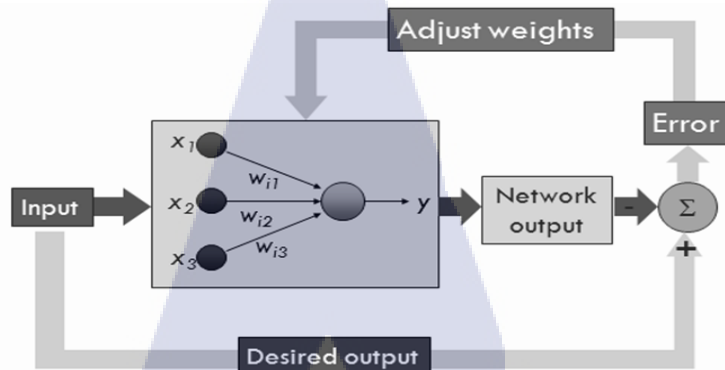
โครงข่ายประสาทเทียมแบบหลายชั้น (Multi-Layered Perceptron: MLP) เป็นโครงข่ายประสาทเทียมที่นิยมใช้มากที่สุด สามารถทำงานที่มีความซับซ้อนมากๆ ประยุกต์ใช้งานได้เกือบทุกชนิด โดยมีข้อแม้ว่าต้องมีจำนวนชั้นและจำนวนนิวรอนที่เหมาะสม ดังรูปที่ 2.17 โครงข่ายประสาทเทียมแบบสามชั้นในรูปเมทริกซ์ ดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 โครงข่ายประสาทเทียมแบบหลายอินพุตเอาต์พุตแบบย่อ [9]

2.3.6 โครงข่ายประสาทเทียมแบบแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation)

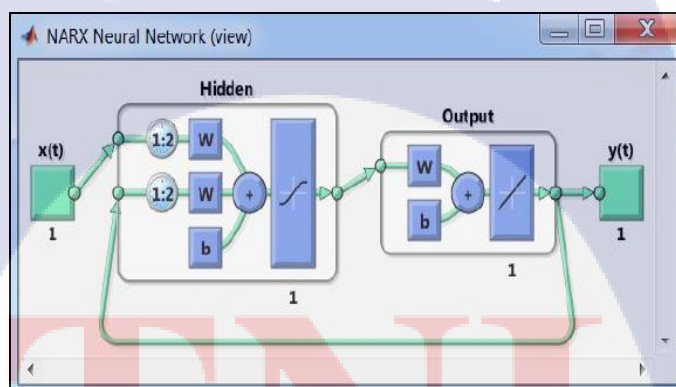
โครงสร้างพื้นฐานของโครงข่ายประสาทเทียมแบบแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation) เป็นอัลกอริทึมที่ใช้ในการฝึก (Train) โครงข่ายประสาทเทียมก่อนที่จะนำไปใช้งาน โดยหลักการของแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation) จะเป็นการย้อนกลับวนรอบการทำงานเพื่อปรับค่าน้ำหนัก (Weight) ในเส้นเชื่อมต่อระหว่างเซลล์ประสาท (Neural) ให้เหมาะสม โดยค่านี้จะขึ้นอยู่กับค่าความคลาดเคลื่อน (Error) ที่ได้จากความแตกต่างของค่าเอาต์พุตที่คำนวณได้กับค่าเอาต์พุตที่ต้องการ (Desired Output) วิศวกรจะตรวจสอบโครงข่ายประสาทเทียมว่าให้คำตอบที่ถูกต้องหรือไม่ ถ้ายังไม่ถูกต้องโครงข่ายก็จะปรับตัวเองเพื่อให้ได้คำตอบที่ดีขึ้น



รูปที่ 2.19 โครงข่ายประสาทเทียมแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation) [10]

2.3.7 โครงข่ายประสาทเทียม NARX (Nonlinear Autoregressive Exogenous)

เป็นอัลกอริทึมแบบลักษณะความสัมพันธ์ที่ไม่เป็นเชิงเส้นของอนุกรมเวลา (Time Series) แบบถดถอยบนตัวเองใช้ทำนายเอาต์พุตในอนาคต โดยการป้อนข้อมูลจากภายนอก 1 Input และผลการทำนาย 1 Output ดังตัวอย่างงานวิจัย The use of NARX Neural Networks to Predict Chaotic Time Series [11]



รูปที่ 2.20 โครงข่ายประสาทเทียม NARX (Nonlinear Autoregressive Exogenous) [11]

นอกเหนือความรู้เกี่ยวกับทอผึ่งลมนเย็น และแบบจำลอง ANN แล้ว การวิเคราะห์ ผลการตรวจวิเคราะห์ทางพลังงานของระบบหล่อเย็นน้ำมันไฮดรอลิกยังต้องอาศัยพื้นฐานความรู้ทางด้านการถ่ายโอนความร้อนด้วย ดังจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

2.4. การถ่ายโอนความร้อน (Heat Transfer) [12]

2.4.1 การถ่ายโอนความร้อนมี 3 แบบ คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี

1) การนำความร้อน (Heat Conduction) คือการถ่ายโอนของพลังงานจากอนุภาคของสารที่มีพลังงานมากกว่าไปยังอนุภาคที่อยู่ใกล้เคียงซึ่งมีพลังงานน้อยกว่า ดังกฎของฟูเรียร์ (Fourier's law)

$$Q = -kA \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (2.20)$$

Q = ความร้อน (W)

k = ค่าการนำความร้อน (W/m. °C)

A = พื้นที่ในการถ่ายโอนความร้อน (m²)

ΔT = ความแตกต่างอุณหภูมิ (°C)

ΔX = ระยะทางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน (m)

2) การพาความร้อน (Heat Convection) คือการถ่ายโอนพลังงานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวของแข็งไปยังของเหลวหรือก๊าซที่อยู่ใกล้ผิวนั้นและกำลังเคลื่อนที่ ดังกฎของนิวตัน (Newton's law)

$$Q = hA(T_s - T_f) \quad (2.21)$$

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/m². °C)

A = พื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล (m²)

T_s = อุณหภูมิที่ผิวการพาความร้อน (°C)

T_f = อุณหภูมิของของไหลที่อยู่ใกล้เพียงพอจากผิวหน้าอุณหภูมิของไหลที่อยู่ใกล้ผิวมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของพื้นผิวสัมผัส

3) การแผ่รังสี (Heat Radiation) คือพลังงานที่ปลดปล่อยออกจากสาร (Matter) ในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic Wave) หรือ โฟตอน (Photon) เนื่องจากการเปลี่ยนรูปร่างทางอิเล็กทรอนิกส์ของอะตอมหรือโมเลกุลต่างๆ ดังกฎของ สเตฟานโบลต์แมน (Stefan-Boltzman's Law)

$$Q_{emit,max} = \sigma \varepsilon A T_A^4 \quad (2.22)$$

σ = ค่าคงที่ 5.67×10^{-8} (W/m² · K⁴)

ε = สภาพการเปล่งรังสี (Emissivity) ของผิว $0 \leq \varepsilon \leq 1$

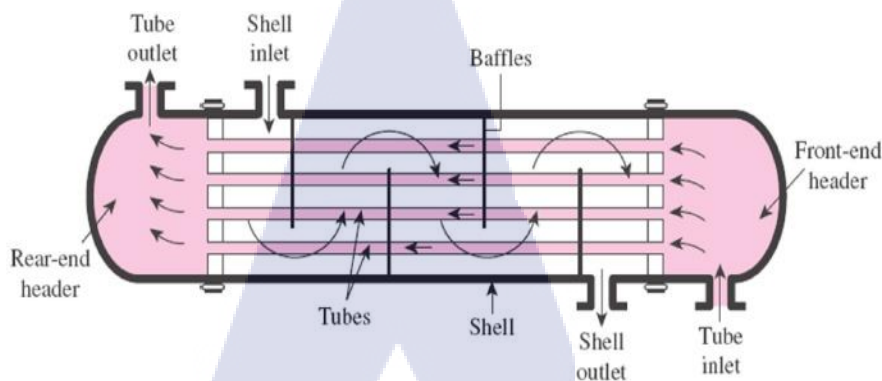
A = พื้นที่ผิวถ่ายโอนความร้อน (m²)

T_A = อุณหภูมิสมบูรณ์ของวัตถุแผ่รังสีความร้อน (K)

2.4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

เครื่องที่ใช้แลกเปลี่ยนของไหลร้อนกับของไหลเย็นซึ่งมีอุณหภูมิต่างกันและไหลอย่างต่อเนื่อง ใช้ในกระบวนการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิก

ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Types of Heat Exchangers) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในระบบนี้เป็นแบบเปลือกและท่อ (Shell-and-Tube Heat Exchanger) ดังรูปที่ 2.21 ประกอบด้วยท่อจำนวนมากถูกบรรจุอยู่ในหนึ่งเปลือก (Shell) ท่อเหล่านี้จะถูกวางไปตามแนวแกนขนานความยาวของเปลือก การถ่ายโอนความร้อนเกิดขึ้นเมื่อของไหลหนึ่งไหลอยู่ภายในท่อต่างๆ ขณะที่ของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลอยู่ภายนอกท่อเหล่านี้และไหลผ่านเปลือก ภายในเปลือกจะมีแผ่นกั้น (Baffles) วางไว้ทั่วไปเพื่อให้ของไหลภายในเปลือกไหลตัดกับท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายโอนความร้อน และรักษาช่องว่างภายในท่อให้สม่ำเสมอ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อแบ่งออกตามการไหลผ่านจำนวนเปลือกและท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทุกท่อมาไหลรวมกันเพียงหนึ่งโค้งในหนึ่งเปลือก เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด One-Shell-Pass and Two-Tube-Passes สำหรับโรงงานในกรณีศึกษา ใช้แบบน้ำมันไฮดรอลิกไหลในเปลือกน้ำไหลในท่อ ดังรูปที่ 2.21



รูปที่ 2.21 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด One-Shell-Pass และ Two-Tube-Passes [12]

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่เกี่ยวกับการประเมิน และทำนายสมรรถนะหอผึ่งลมเย็น สมการทางความร้อน อาทิมอดัลแอลเอมเอ็นที่นิยมใช้ และโมเดลทางคณิตศาสตร์ และทางโครงข่ายประสาทเทียม ANN รวมทั้งความแม่นยำของผลการวิเคราะห์ที่ได้ และแนวทางการวิจัย จากวรรณกรรมวิจัยเหล่านี้นำมาสรุปในหัวข้อนี้ นอกจากนี้ยังมีงานวิจัยระบบอื่นที่ประยุกต์ใช้ ANN กันอย่างแพร่หลายอีกด้วย

ตารางที่ 2.1 สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวกับการประเมินและทำนายสมรรถนะหอผึ่งลมเย็น

No	Author	Title	Findings/Results
1	Wanchai Asvapoositkul and Supawat Treeutok	A simplified on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling water	TDA $r^2 = 0.936$ TFD $r^2 = 0.893$ TWE $r^2 = 0.657$
2	Picardo and Variyar	The Merkel equation: A novel method to compute the packed height of cooling tower	New method to compute the packed height of cooling tower , cost reduction

No	Author	Title	Findings/Results
3	Liu et al.	An initial analysis on the energy-efficient performance of a natural draft wet cooling tower with CaCl ₂ solution for power plants	CaCl ₂ reduce evaporation loss latent heat decreases and sensible heat increase
4	Tian-Hong Pan et al.	Statistical multi-model approach for performance assessment of cooling tower	Operating data collected from the DSC is used to train the LMN model for prediction high degree of accuracy
5	Hosoz et al.	Performance prediction of a cooling tower using artificial neural network	Modeled using ANNs within a high degree of accuracy R 0.975-0.994 , MSE 0.89-4.64% , RSME 0.9978-0.9999
6	Ming Gao et al.	Performance prediction of a cooling tower using artificial neural network under cross-wind conditions	R 0.993-0.999 ANN can be used to prediction the thermal performance of natural draft wet cooling tower under cross-wind conditions

No	Author	Title	Findings/Results
7	Xiaoni Qi et al.	Numerical simulation of shower cooling tower based on artificial neural network	ANN. MAE = 1.13 % HMT MAE = 9.42 %
8	Rosiek and Batlles	Modelling a solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building using an artificial neural network	RMSE less than 1.9 % ANN prediction the efficiency of the chiller
9	Jiasheng Wu et al.	Artificial neural network analysis of the performance characteristics of a reversible used cooling tower under cross flow condition for heat pump heating system in winter	R 0.9249-0.9988 MAE 0.0008-0.54 %
10	Ramkumar Ramakrishan and Ragupathy Arumugam	Optimization of operating parameters and performance evaluation of forced draft cooling tower	The test error for ANN and RSN model was about 1.56% and 2.45%

วันชัย อัสวภูษิตกุล และ ศุภวัฒน์ ตรีอุทก [13] ได้ทำการศึกษาเรื่อง การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของหอผึ่งลมเย็นแบบสวนทิศทางด้วยวิธีการอย่างง่าย สมรรถนะทางความร้อนของหอผึ่งลมเย็นขึ้นอยู่กับความชื้นในอากาศ โดยเฉพาะอุณหภูมิของกระเปาะเปียก อุณหภูมิน้ำเข้า อุณหภูมิน้ำออก อัตราการไหลของอากาศ โดยใช้สมการทางความร้อนคำนวณเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่าการใช้สมการทางความร้อนในการคำนวณเพื่อทำนายสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็นได้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงและสามารถนำไปใช้ประกอบในการออกแบบและประเมินสมรรถนะหอผึ่งลมเย็นได้ TDA (Test Values of Discharged Air Properties) $R^2=0.936$, TFD (Test Fan Driver Output Power) $R^2=0.893$, TWE (Test Values of Discharged Air Properties Without Evaporation) $R^2=0.657$

Picardo and Variyar [14] ทบทวนสมการของเมอร์เกิลกับวิธีการใหม่ในการคำนวณความสูงของแพกเกต (Packed) หอผึ่งลมเย็น โดยใช้โปรแกรมแมทแล็บ (Matlab) และ สมการของเมอร์เกิล โดยความสูงของแพกเกต (Packed) ไม่เกี่ยวข้องกับอัตราการไหลของน้ำและขนาดของหอผึ่งลมเย็น แต่สัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศส่วนเกิน ผลที่ได้จากการศึกษา สามารถคำนวณหาความเหมาะสมระหว่าง ความสูงแพกเกต (Packed Height) กับอัตราการไหลของอากาศส่วนเกิน ต่อช่วง (Range) ของน้ำและอุณหภูมิของอากาศกระเปาะเปียกทางเข้า ซึ่งมีผลต่อต้นทุนในการสร้างหอผึ่งลมเย็น

Liu et al. [15] การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพของหอผึ่งลมเย็นแบบธรรมชาติโดยใช้ส่วนผสมของเกลือ (CaCl_2) ในน้ำ สำหรับโรงไฟฟ้า โดยปริมาณส่วนผสมของเกลือจะทำให้อัตราการระเหยของน้ำลดลง แต่ไม่เป็นผลดีต่อสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น พบว่าที่อัตราส่วนผสมของเกลือ 35% ทำให้ปริมาณการใช้น้ำลดลง 28% สามารถนำไปใช้ได้ตามความเหมาะสม ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของอากาศ อัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำ

Tian-Hong Pan et al. [16] ประเมินสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น โดยใช้แอลเอ็มเอ็น (Local Model Network) ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ออกจากหอผึ่งลมเย็น ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำและอากาศ จนสามารถนำวิธีการทางสถิติ มาประเมินสมรรถนะหอผึ่งลมเย็นได้แม่นยำและประหยัดต้นทุน

Hosoz et al. [17] ทำนายสมรรถนะหอผึ่งลมเย็นโดยโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) จากข้อมูลการทดลองจริง 5 รายการคือ อัตราความร้อนที่ระบายออก อัตราการระเหยของน้ำ อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมเย็น อุณหภูมิกระเปาะเปียกและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ไปสอน (Train) โครงข่ายประสาทเทียม (ANN) ด้วยเทคนิคแบคโพรพาเกชัน (Back Propagation) แล้วซิมูเลชัน (Simulation) จากนั้นนำผลทำนายที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

จริง จนสามารถนำโมเดล ANN ไปทำนายสมรรถนะหอฝึงลมเย็นได้อย่างแม่นยำ $R=0.975-0.994$, $MSE=0.89-4.64\%$, $RMSE=0.9978-0.9999$

Ming Gao et al. [18] ทำนายสมรรถนะหอฝึงลมเย็นโดยโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) ภายใต้เงื่อนไขลมสวนทิศทาง (Under Cross Win Conditions) โดยใช้ข้อมูลจาก 5 การทดลองจริง คือ อุณหภูมิอากาศกระเปาะแห้งทางเข้า อุณหภูมิกระเปาะเปียก อุณหภูมิน้ำทางเข้า อัตราการไหลของน้ำและอัตราการไหลของลมทางเข้าหอฝึงลมเย็น ใช้ 6 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) และได้ 3 เอาต์พุต (Output) คือ อุณหภูมิของน้ำทางออก ความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำทางเข้าและออก และสมรรถนะของหอฝึงลมเย็น โดยนำผลการวิเคราะห์มาเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง ผลที่ได้สามารถนำมาทำนายสมรรถนะหอฝึงลมเย็นได้อย่างแม่นยำ $R=0.993-0.999$

Xiaoni Qi et al. [19] ใช้แบบจำลองเชิงตัวเลขของหอฝึงลมเย็นแบบฝึกบัวบนพื้นฐานโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) โดยใช้สมการทางความร้อนในการคำนวณเปรียบเทียบกับวิธีการใช้โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) และการทดลองจริง ผลที่ได้จากการศึกษาการใช้โครงข่ายประสาทเทียมสามารถทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากหอฝึงลมเย็นได้ใกล้เคียงกว่าการคำนวณด้วยสมการทางความร้อน (Heat Mass Transfer) ANN $MAE=1.13\%$, $HMT MAE=9.42\%$

Roiek and Batlles [20] สร้างแบบจำลองระบบพลังงานแสงอาทิตย์สำรองสำหรับเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งในอาคาร CIESOL โดยใช้โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) โดยนำข้อมูลจริงจากการทดลองปี 2008 มาวิเคราะห์ ใช้ 7 อินพุต (Input) 8 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hiddentlayer) และ 4 เอาต์พุต (Output) ได้นำผลมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริงสามารถหาความเหมาะสม และทำนายสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ CIESOL ได้อย่างใกล้เคียง และได้ค่า $RMSE$ น้อยกว่า 1.9%

Wu et al. [21] วิเคราะห์สมรรถนะหอฝึงลมเย็นแบบสวนทิศทางสำหรับระบบฮีทปั๊ม (Heat Pump Heating System) ในฤดูหนาว โดยใช้โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) และฟังก์ชัน Tansig (Tangent Simoid Transfer Function) และเทคนิค Lavenberg-Marquardt มี 11 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) วิเคราะห์ และทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง แสดงว่า ฟังก์ชัน Tansig (Tangent Simoid Transfer Function) Lavenberg-Marquardt ให้ค่า MSE , R , R^2 ที่ดีและเหมาะสม สามารถทำนายสมรรถนะของหอฝึงลมเย็นได้ใกล้เคียง $R=0.9249-0.9988$ และ $MAE=0.008-0.54\%$

Ramkumar Ramakrishnan and Ragupathy Arumugam [22] เพิ่มประสิทธิภาพของพารามิเตอร์ และการประเมินสมรรถนะของหอฝึงลมเย็นแบบบังคับทิศทางลมโดยวิธีพื้นผิวตอบสนอง

(Response Surface Methodology : RSM) และการใช้โปรแกรมโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) ตัวแปรหลักคือความสูงของแพกกิ้ง (Packing Height) โปรแกรมโครงข่ายประสาทเทียม สามารถประเมินสมรรถนะและทำนายผลการเพิ่มประสิทธิภาพของพารามิเตอร์สำคัญได้อย่างแม่นยำกว่าวิธีการพื้นที่ผิวตอบสนอง โดย ANN MSE=1.56% และ RSM MSE=2.45%

จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องได้ใช้ข้อมูลในการออกแบบระเบียบวิจัยคือ อัตราการไหลของน้ำ อุณหภูมิกระเปาะเปียก อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิน้ำออกห่อหุ้มลมเย็น การใช้โครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network) และฟังก์ชัน Tansig (Tangent Simoid Transfer Function) และเทคนิค Lavenberg-Marquardt ในการวิเคราะห์ และทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง



TNI

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานวิจัย

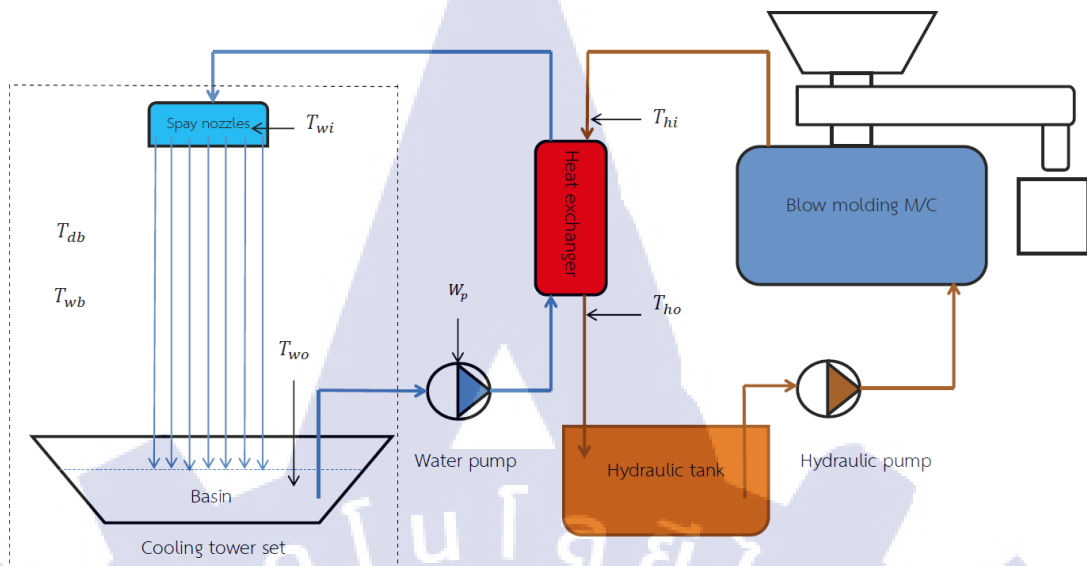
บทนี้กล่าวถึงระเบียบวิธีวิจัย ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย การตรวจวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิกในโรงงานกรณีศึกษา การออกแบบการทดลอง ระบบทดสอบ รายการวัสดุอุปกรณ์ และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ ตลอดจนสมการที่ใช้ในการวิเคราะห์

3.1 การดำเนินการวิจัย

การดำเนินงานวิจัยประกอบด้วยการวิเคราะห์การทำงานของหอผึ่งลมเย็นเพื่อระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก เริ่มจากการตรวจวิเคราะห์การใช้พลังงานในปัจจุบัน การนำผลมาหามาตรการเพิ่มประสิทธิภาพระบบ การทดลองกับกระบวนการผลิตจริง การเตรียมวัสดุเครื่องมืออุปกรณ์ การออกแบบระบบทดสอบจำลองหอผึ่งลมเย็น การติดตั้งเครื่องมือวัด การวิเคราะห์ข้อมูลการทดลอง และสร้างแบบจำลองจากโครงข่ายประสาทเทียม การทำนายพฤติกรรมของระบบในการทำงานต่อเนื่องไปในอนาคต การวิเคราะห์ และประเมินผล เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาหอผึ่งลมเย็นต่อไป

3.2 การตรวจวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิก

จากความต้องการพัฒนาหอผึ่งลมเย็นที่สามารถตอบสนองความต้องการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก นำมาซึ่งการตรวจวิเคราะห์สภาพการทำงาน และความสามารถในการระบายความร้อนในปัจจุบัน โดยวงจรการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกและน้ำระบายความร้อนแสดง ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แสดงการทำงานของระบบหล่อเย็นตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิและบันทึกค่า

ปั๊มน้ำ (Water Pump) จะหมุนเวียนน้ำให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เพื่อถ่ายโอนความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิกที่มีอุณหภูมิสูงกว่าน้ำโดยไหลตามทิศทางลูกศรเข้าสู่หัวสเปรย์น้ำ (Nozzles) เพื่อให้ น้ำกระจายตกลงมาด้านล่างตามแรงโน้มถ่วงของโลก อุณหภูมิของน้ำจะลดลงโดยการถ่ายโอนความร้อน การพาความร้อน (Heat Convection) ไปโดยอากาศและการระเหยของน้ำส่วนหนึ่ง น้ำที่อุณหภูมิลดลงจะตกลงมารวมกันอยู่ในอ่างเก็บน้ำ (Basin) เพื่อหมุนวนไปถ่ายโอนความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิกในวงจรต่อไป ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก (Hydraulic Pump) จะหมุนเวียนน้ำมันไฮดรอลิกไปเป็นตัวส่งกำลังขับเคลื่อนระบบกลไกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก การไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆของระบบจะทำให้อุณหภูมิของน้ำมันสูงขึ้น และหากสูงเกิน 50°C ผลเสียที่จะตามมาดังได้กล่าวไว้ในบทที่ 1 จึงมีความจำเป็นที่จะต้องระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อรักษาประสิทธิภาพของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก

การคำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อน ($\dot{Q}$) และประสิทธิภาพ (η) ของหอผึ่งลมเย็นดังสมการที่

$$\dot{Q}_h = \dot{m} c_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (3.1)$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_w}{W_p + \dot{Q}_h} \times 100\% \quad (3.2)$$

T_{hi} = อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ho} = อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ($^{\circ}\text{C}$)

C_{ph} = ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำมันไฮดรอลิก ($1.8 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

W_p = กำลังไฟฟ้าปั๊มน้ำ (kW)

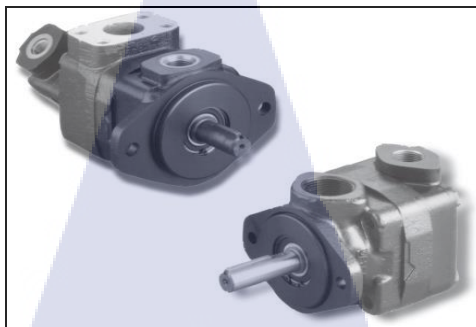
$\dot{Q}_h$ = อัตราความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิกที่ให้ระบบหล่อเย็น (kW)

3.3 ระบบทดสอบ

3.3.1 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (Blow Molding Machine) (รูปที่ 3.2) ขนาด 5 กิโลวัตต์ (kW) จำนวน 1 เครื่อง (Model TL-750) ซึ่งใช้ในการผลิตขวดพลาสติกบรรจุกาวน้ำติดกระดาศขนาด 400 ลูกบาศก์เซนติเมตร กำลังการผลิต 4,320 ชิ้นต่อ 24 ชั่วโมง ซึ่งประกอบด้วย (1) ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก (Vicker Vane Pumps) ดังรูปที่ 3.3 อัตราการไหล 2 ลิตรต่อวินาที และ (2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Model HH 1405) พื้นที่การกระจายความร้อน 0.54 ตารางเมตร อัตราการไหลของน้ำ 150 ลิตรต่อวินาที ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.2 เครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก (Blow Molding Machine)

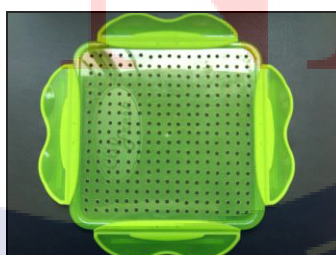


รูปที่ 3.3 ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก (Hydraulic Pump)



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

3.3.2 อุปกรณ์ประกอบแบบจำลองห่อหุ้มลงเย็น ประกอบด้วย หัวสเปรย์น้ำ (Nozzles)
โดยประยุกต์ใช้กล่องบรรจุอาหาร (Super Wear) ซึ่งมีขายตามท้องตลาดโดยทั่วไปขนาดกว้าง 20 เซนติเมตร ยาว 20 เซนติเมตร สูง 10 เซนติเมตร ดังรูปที่ 3.5 เจาะด้วยดอกสว่านขนาด เส้นผ่าศูนย์กลาง 2.5 , 3.0 , และ 3.5 มิลลิเมตร และอ่างเก็บน้ำ (Basin) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 150 เซนติเมตร สูง 50 เซนติเมตร ดังรูปที่ 3.6 ปั๊มน้ำขนาด 1 แรงม้า อัตราการไหล 20 ลิตรต่อนาที (BALENO 1 HP, 20 Mf, 220 Volt, 6 Amp, 2,850 RPM) ดังรูปที่ 3.7 และระบบท่อพีวีซีขนาด 1.5 นิ้ว



รูปที่ 3.5 หัวสเปรย์น้ำ (Nozzles)



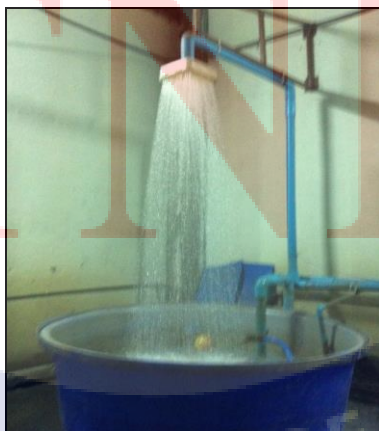
รูปที่ 3.6 อ่างเก็บน้ำ (Basin)



รูปที่ 3.7 ปั๊มน้ำ (Water Pump)

3.4 การสร้างแบบจำลองหอผึ่งลมเย็น

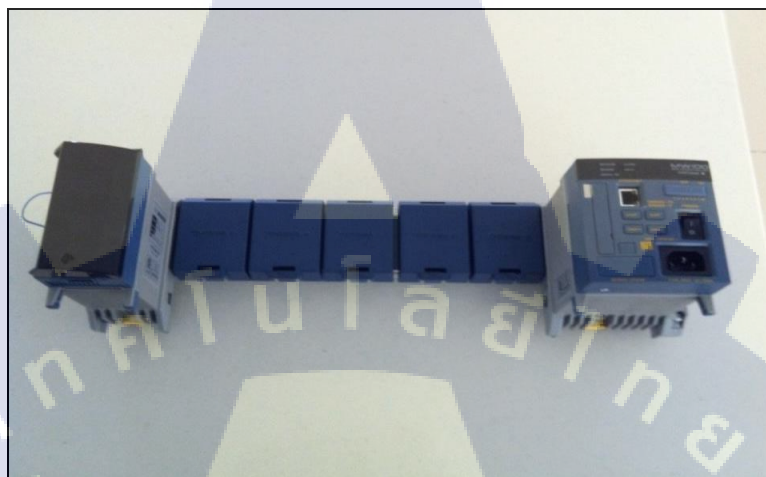
แบบจำลองหอผึ่งลมเย็น (Model) ประกอบด้วย หัวสเปรย์น้ำ อ่างเก็บน้ำ ปั๊มน้ำและระบบท่อพีวีซี ติดตั้งเข้ากับระบบการระบายความร้อนของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก ความสูงระหว่างหัวสเปรย์น้ำกับผิวน้ำในอ่างเก็บน้ำ 2 เมตร ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 แบบจำลองหอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower Model)

3.5 การติดตั้งเครื่องมือวัดทำการทดลอง

3.4.1. เครื่องมือบันทึก Data Logger (Yokogawa MW100) เป็นเครื่องมือบันทึกอุณหภูมิแต่ละตำแหน่ง โดยติดตั้งกับคอมพิวเตอร์เพื่อบันทึกค่า ดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 Data Logger (Yokogawa MW100)

3.3.2 คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล Ultra Book (Samsung # 9) ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 Ultra Book (Samsung # 9)

3.6 การบันทึกผลการทดลอง

ทำการทดลองและบันทึกผลการทดลองโดย Data Logger และ Ultra Book โดยบันทึกผลอุณหภูมิที่ 6 ตำแหน่ง (T_{wi} , T_{wo} , T_{hi} , T_{ho} , T_{wb} , T_{db}) ทุก 1 นาที และ 5 นาที เป็นเวลา 24 ชั่วโมงติดต่อกัน การทดลองถูกออกแบบให้ปรับเปลี่ยนค่าเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะของ (ϕ) หัวสเปรย์น้ำ 3 ค่าคือ 2.5, 3.0, และ 3.5 มิลลิเมตร และปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำอีก 5 ค่าคือ 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 กิโลกรัมต่อวินาที รวมทั้งหมด 15 การทดลอง ดังสรุปในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ขนาด ϕ หัวสเปรย์น้ำและอัตราการไหลของน้ำในการทดลอง

ลำดับ	เส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะที่ (mm)	อัตราการไหลของน้ำ (kg/sec)				
1	2.5	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
2	3.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
3	3.5	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5

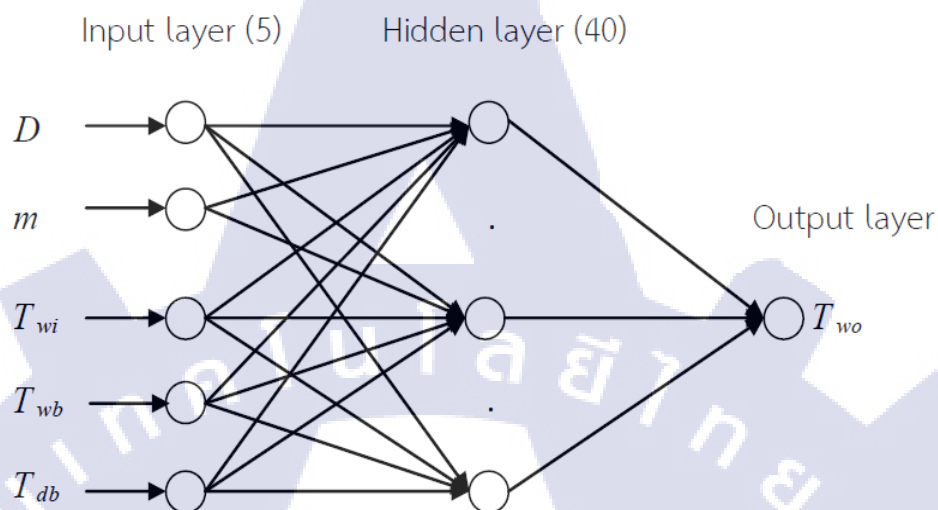
3.7 การคำนวณ

นำค่าอุณหภูมิที่ได้จากการวัดไปคำนวณหาค่า ช่วง ($Range$), ประสิทธิภาพ (ε), ความร้อน (Q) และประสิทธิภาพ (η) ตามสมการที่ (2.1), (2.3), (2.4), (3.1), และ (3.2) จากนั้นแสดงผลในรูปกราฟหรือตาราง เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากเงื่อนไขการทดลองที่แตกต่างกัน และประเมินผลเพื่อหาข้อสรุปต่อไป

3.8 การวิเคราะห์โดยโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural Network)

ผลอุณหภูมิที่วัดได้ และผลจากการคำนวณ ถูกนำมาคัดกรองเพื่อเป็นพารามิเตอร์ ที่ใช้ในการสอน (Train) โครงข่ายประสาทเทียม โดยคัดเลือกและปรับเปลี่ยนโครงสร้างของ ANN ที่เหมาะสมจนได้รูปแบบ ANN Model ที่สามารถทำนายผลได้ใกล้เคียงกับข้อมูลที่ใช้ในการสอน ทำการวิเคราะห์ประมวลผล โดยใช้เทคนิคการแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation) เพื่อให้ได้แบบจำลอง

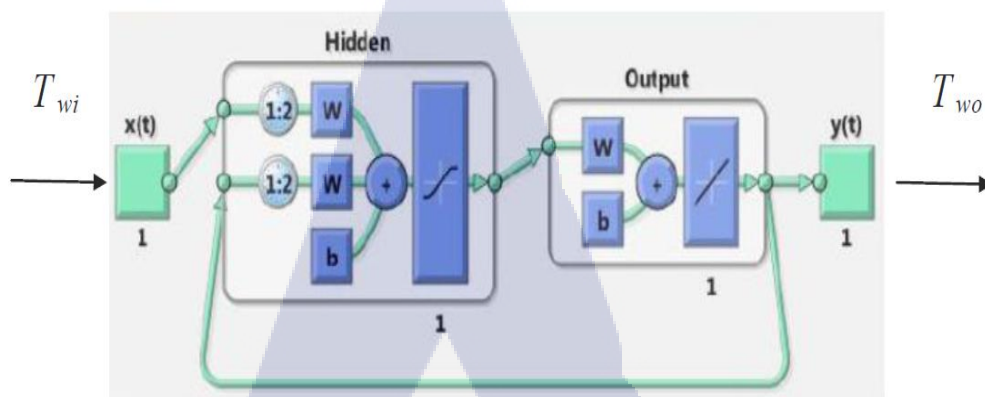
ANN ที่ดี ดังรูปที่ 3.11 และนำข้อมูลอีกชุดมาใส่ใน NARX Model หรือแบบอนุกรมเวลาเพื่อการทำนาย (Prediction) ดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.11 โครงสร้างโครงข่ายประสาทเทียมแบบแพร่ย้อนกลับ (Back Propagation)

สำหรับโครงข่ายประสาทเทียมแบบ ANN ดังรูปที่ 3.11 ข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอน (Train) มีจำนวน 5×360 ค่า (1) ขนาดหัวสเปรย์น้ำ ($\varnothing$ 2.5, 3.0, 3.5 mm) (2) อัตราการไหลของน้ำ (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 kg/s) (3) อุณหภูมิน้ำทางเข้าห่อฝัสมเย็น (T_{wi}) (4) อุณหภูมิกระเปาะเปียก (T_{wb}) และ (5) อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (T_{db}) ข้อมูลเป้าหมาย (Target) คืออุณหภูมิของน้ำทางออกห่อฝัสมเย็น (T_{wo}) ข้อมูลที่ใช้ในการทำนาย 5×360 ค่า เป็นข้อมูลแบบเดียวกันแต่คนละชุดกับข้อมูลเพื่อสอน (Train) โดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN (BP) ประกอบด้วย 40 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer)

ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (T_{ho}) ใช้ข้อมูลในทำนองเดียวกัน แต่เพิ่มข้อมูลในการอินพุตเพื่อสอนเป็น 7×360 ค่า โดยเพิ่ม (6) อุณหภูมิของน้ำทางออกห่อฝัสมเย็น (T_{wo}) และ (7) อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.12 โครงสร้างโครงข่ายประสาทเทียมแบบอนุกรมเวลา (NARX)

ทางด้านโดยโครงข่ายประสาทเทียม (NARX) ข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอนแบบจำลอง คืออุณหภูมิของน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็น (T_{wi}) จำนวน 288 ค่า ข้อมูลเป้าหมาย (Target) เพื่อการทำนายคือ อุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น (T_{wo}) จำนวน 288 ค่า ช่วงในการทำนายจำนวน 100 ค่า เปรียบเทียบกับอุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นจำนวน 100 ค่า จากการทดลองที่ขนาดหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร อัตราการไหลของน้ำ 0.5 กิโลกรัมต่อวินาที โดยโครงสร้าง NARX 1 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer)

ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอนแบบจำลอง คืออุณหภูมิของน้ำทางออก หอผึ่งลมเย็นจำนวน 288 ค่า โดยใช้ข้อมูลเป้าหมาย เพื่อการทำนายอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 288 ค่า ช่วงในการทำนายจำนวน 57 ค่า เปรียบเทียบกับอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 57 ค่า ที่ขนาดหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร อัตราการไหลของน้ำ 0.5 กิโลกรัมต่อวินาที โดยโครงสร้าง NARX 1 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) เช่นกัน

ตารางที่ 3.2 การทดสอบ Topology โครงข่ายประสาทเทียม ANN

No	Target	HL.	MSE(train)	RMS(train)	RSQ(train)	RMS(sim)	RSQ(sim)
1	0.1	20	0.0982	0.0318	0.99982	0.0566	0.9988
2	0.1	20	0.0982	0.0318	0.99982	0.0566	0.9988
3	0.1	20	0.0939	0.0316	0.99982	0.0528	0.999
4	0.1	20	0.0935	0.0317	0.99982	0.0489	0.9991

5	0.1	20	0.0991	0.0322	0.99982	0.0551	0.9989
6	0.1	20	0.0974	0.0316	0.99982	0.0594	0.9987
7	0.1	20	0.0982	0.0318	0.99982	0.0566	0.9988
8	0.1	20	0.0994	0.0348	0.99979	0.0648	0.9985
9	0.1	20	0.0991	0.0316	0.99982	0.0548	0.9989
10	0.1	20	0.0939	0.0316	0.99982	0.0528	0.999
Average			0.0971	0.0321	0.9998	0.0558	0.9989

No	Target	HL.	MSE(train)	RMS(train)	RSQ(train)	RMS(sim)	RSQ(sim)
1	0.1	30	0.0935	0.0316	0.99982	0.0499	0.9991
2	0.1	30	0.0959	0.0316	0.99982	0.0546	0.9989
3	0.1	30	0.0984	0.0316	0.99982	0.0684	0.9983
4	0.1	30	0.0975	0.0316	0.99982	0.094	0.9968
5	0.1	30	0.0977	0.0316	0.99982	0.0551	0.9989
6	0.1	30	0.099	0.0316	0.99982	0.0537	0.999
7	0.1	30	0.0999	0.0316	0.99982	0.0524	0.999
8	0.1	30	0.0932	0.0316	0.99982	0.0564	0.9989
9	0.1	30	0.0962	0.0315	0.99982	0.0508	0.9991
10	0.1	30	0.0999	0.0316	0.99982	0.0689	0.9983
Average			0.0971	0.0316	0.9998	0.06042	0.9986

No.	Target	HL.	MSE(train)	RMS(train)	RSQ(train)	RMS(sim)	RSQ(sim)
1	0.1	40	0.091	0.0316	0.99982	0.0476	0.9992
2	0.1	40	0.0916	0.0316	0.99982	0.0564	0.9989
3	0.1	40	0.099	0.0316	0.99982	0.0649	0.9985
4	0.1	40	0.098	0.0316	0.99982	0.0494	0.9991

5	0.1	40	0.0961	0.0316	0.99982	0.0605	0.9987
6	0.1	40	0.0984	0.0315	0.99982	0.0583	0.9988
7	0.1	40	0.0987	0.0316	0.99982	0.0671	0.9984
8	0.1	40	0.0993	0.0316	0.99982	0.06	0.9987
9	0.1	40	0.0998	0.0316	0.99982	0.0535	0.999
10	0.1	40	0.095	0.0323	0.99981	0.0558	0.9989
Average			0.0967	0.0317	0.9998	0.05735	0.9988

ผลที่ได้จากการทดสอบ Topology คือที่ 40 Hidden Layer ได้ค่าเฉลี่ย MSE, RMS และ RSQ เป็นค่าที่ดีที่สุด และใช้เวลาในการทดสอบต่ำกว่าที่ 20 และ 30 Hidden Layer คือ 10 นาที ในการทดสอบแบบจำลอง โครงข่ายประสาทเทียมจึงใช้ ที่ 40 Hidden Layer

3.9 การวิเคราะห์ เปรียบเทียบ สรุปประเมินผล

ผลการวิเคราะห์สมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น ระดับอุณหภูมิของน้ำและน้ำมัน ค่าช่วง (Range) ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน ($\dot{Q}$) ประสิทธิภาพ (ε) และประสิทธิภาพ (η) การวิเคราะห์จากโครงข่ายประสาทเทียม แบบ ANN และ NARX การวิเคราะห์ค่าความคลาดเคลื่อน (Errors) ได้รับการอธิบาย วิเคราะห์ วิจาร์ณ และประมวลผลดั่งนำเสนอในบทที่ 4

บทที่ 4

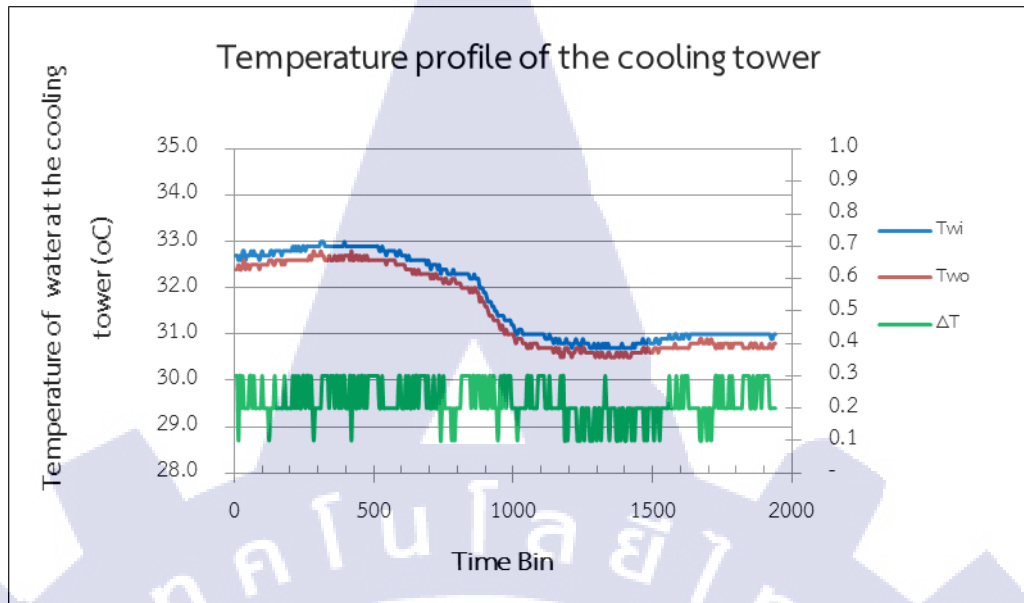
ผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

ผลการวิจัยเพื่อพัฒนาห่อหุ้มลมเย็นสำหรับระบายความร้อนจากเครื่องฉีดขึ้นรูปขวดพลาสติก ทั้งในการสร้างห่อหุ้มลมเย็นขนาดที่เหมาะสมกับภาระความร้อน แล้วทดสอบใช้งานจริงและเก็บข้อมูลทดสอบเพื่อการวิเคราะห์ และอีกด้านหนึ่งคือการใช้ ANN มาสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายสมรรถนะของห่อหุ้มลมเย็น และการใช้ NARX เพื่อทำนายสมรรถนะในคาบเวลาถัดไปในอนาคต โดยผลการวิเคราะห์ได้นำเสนอไว้ในบทนี้

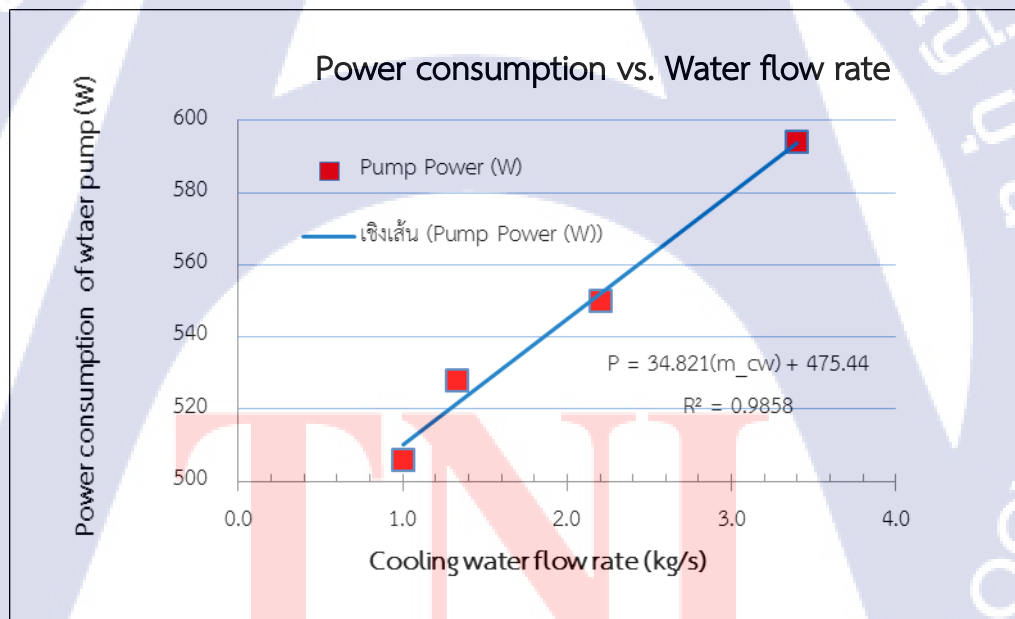
4.1 การตรวจวิเคราะห์การใช้พลังงานในปัจจุบัน

ก่อนทำการออกแบบการวิจัยผู้วิจัยได้ตรวจวิเคราะห์การใช้พลังงานในปัจจุบัน ของกระบวนการผลิตเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก ขนาดกำลังไฟฟ้า 1.5 กิโลวัตต์ จำนวน 5 เครื่อง โดยห่อหุ้มลมเย็นมีหัวรูสเปร์ยน้ำ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ($\varnothing$) 3 เซนติเมตร อัตราการไหลของน้ำ 5 กิโลกรัมต่อวินาที ผลการวัดค่าอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากห่อหุ้มลมเย็นและผลต่างอุณหภูมิตามเวลาแสดงดังรูปที่ 4.1 ซึ่งแสดงว่าผลต่างอุณหภูมิน้ำเข้าและออกค่อนข้างคงที่เพราะปั๊มทำงานแบบสภาวะคงตัว นอกจากนี้ผลการวัดค่าพลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับปั๊มเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหล แสดงความสัมพันธ์การใช้พลังงานไฟฟ้าของปั๊มน้ำและอัตราการไหลของน้ำ แสดงในรูปที่ 4.2 ข้อมูลนี้สำคัญต่อการกำหนดค่าพารามิเตอร์ในการวิเคราะห์ระบบในลำดับถัดไป

จากรูปที่ 4.2 อัตราการไหลของน้ำ 1.0, 1.3, 2.2 และ 3.4 กิโลกรัมต่อวินาที พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ 506, 528, 550 และ 594 วัตต์ ตามลำดับ สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบปั๊มคงที่ในช่วงอัตราการไหลที่พิจารณาแสดงว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำต่ำปั๊มแบบหอยโข่งก็จะใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำในทางกลับกันที่อัตราการไหลของน้ำสูงการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงซึ่งเป็นไปตามหลักของกลศาสตร์ของไหล



รูปที่ 4.1 การตรวจวิเคราะห์หอดึงลมเย็นที่ใช้ในปัจจุบันก่อนทำการวิจัย



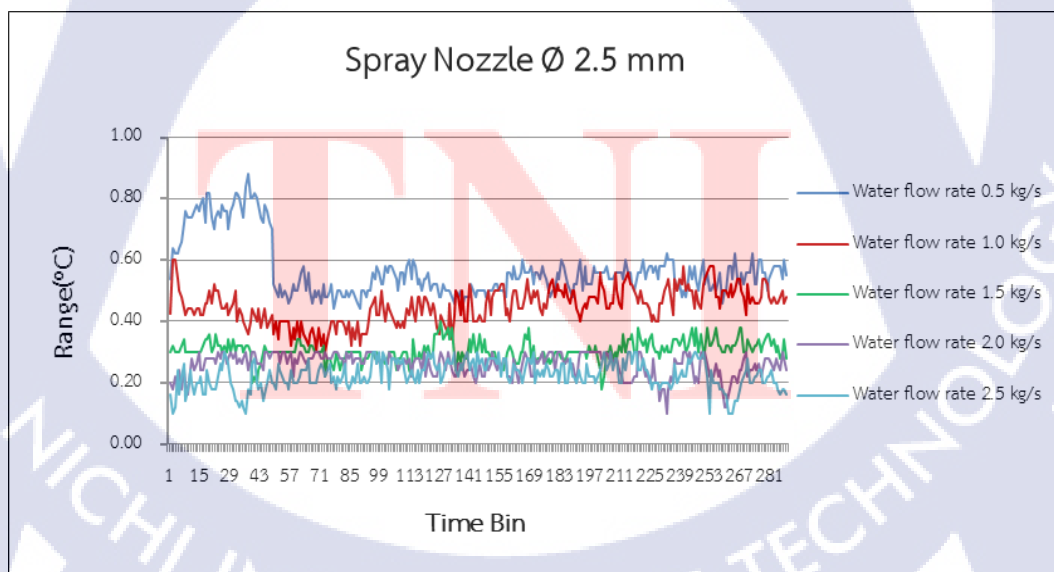
รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์การใช้พลังงานไฟฟ้าของปั้มน้ำและอัตราการไหลของน้ำ

4.2 อิทธิพลของเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวสเปรย์ต่ออัตราการไหล

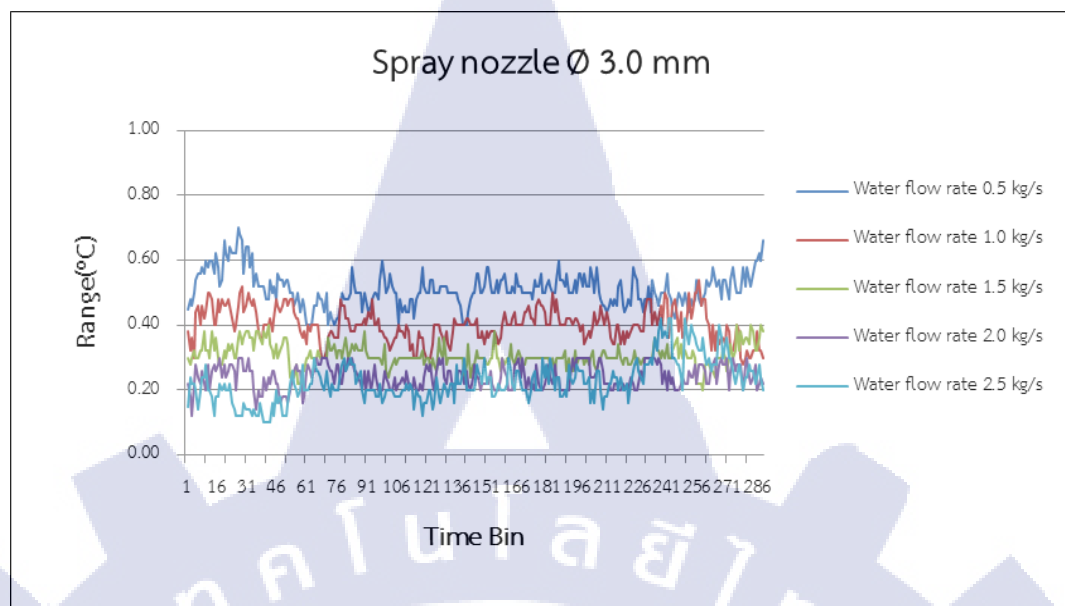
การกระจายน้ำของหอดังลมเย็นทำโดยหัวสเปรย์น้ำ (Nozzle) ที่เจาะรูเล็กๆ หลายๆ รู โดยในชุดการทดลองต่างกันได้ปรับเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรู 3 ขนาด คือ $\varnothing$ 2.5, 3.0, และ 3.5 มิลลิเมตร ทดลองและบันทึกผลการทดลองโดยให้ Data Logger และ Ultra Book ทุก 1 และ 5 นาที เป็นเวลา 24 ชั่วโมงติดต่อกัน อุณหภูมิ น้ำ และอุณหภูมิอากาศ 6 ตำแหน่ง T_{wi} , T_{wo} , T_{hi} , T_{ho} , T_{db} , T_{wb} (อ้างอิงรูปที่ 3.1 ในบทที่ 3)

นอกจากนี้ยังได้ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำ 5 ค่า ได้แก่ 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ ค่าอุณหภูมิที่ได้จากการวัดได้นำไปคำนวณหาค่าช่วง (Range) ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ปริมาณความร้อนถ่ายโอน (Q) และประสิทธิภาพ (Efficiency) ตามสมการ (2.1), (2.2), (2.3), (2.4), (3.1), และ (3.2) และแสดงผลเป็นกราฟดัง รูปที่ 4.3 - 4.21

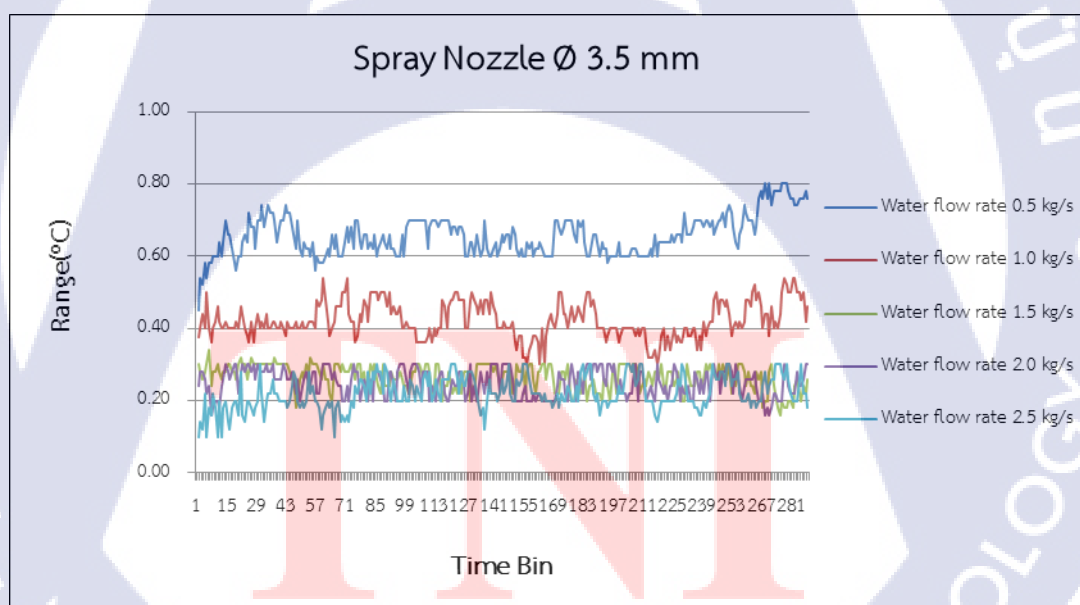
จากกราฟค่า Range ดังรูปที่ 4.3, 4.4, และ 4.5 กรณีขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5, 3.0, และ 3.5 มิลลิเมตร อัตราการไหลของน้ำ 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ ได้ค่าอุณหภูมิ น้ำ 2 ที่ตำแหน่ง คือ T_{wi} 26.0 - 35.7 °C, T_{wo} 25.7 - 35.0 °C, และอุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก T_{wb} 21.2 - 28.7 °C ที่ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5, $\varnothing$ 3.0 และ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร ค่าช่วง (Range) ที่ได้ค่อนข้างต่ำ คือ 0.20 - 0.58 °C, 0.20 - 0.57 °C และ 0.20 - 0.68 °C ตามลำดับ สรุปได้ว่า กรณีที่อัตราการไหลของน้ำต่ำจะได้ค่า ช่วง (Range) ที่สูงกว่า กรณีอัตราการไหลของน้ำที่สูง



รูปที่ 4.3 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร

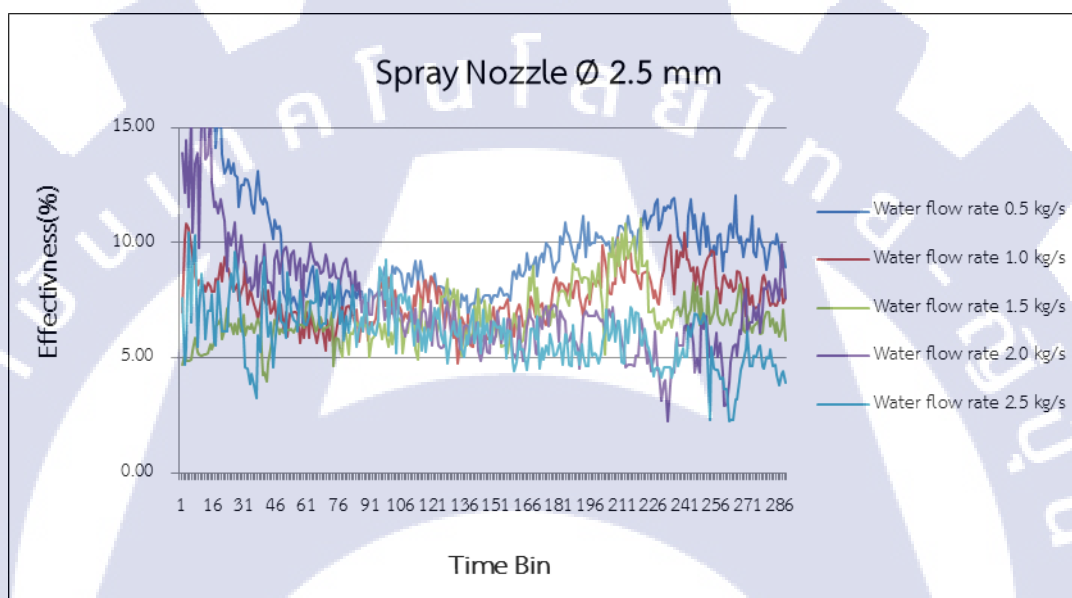


รูปที่ 4.4 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร

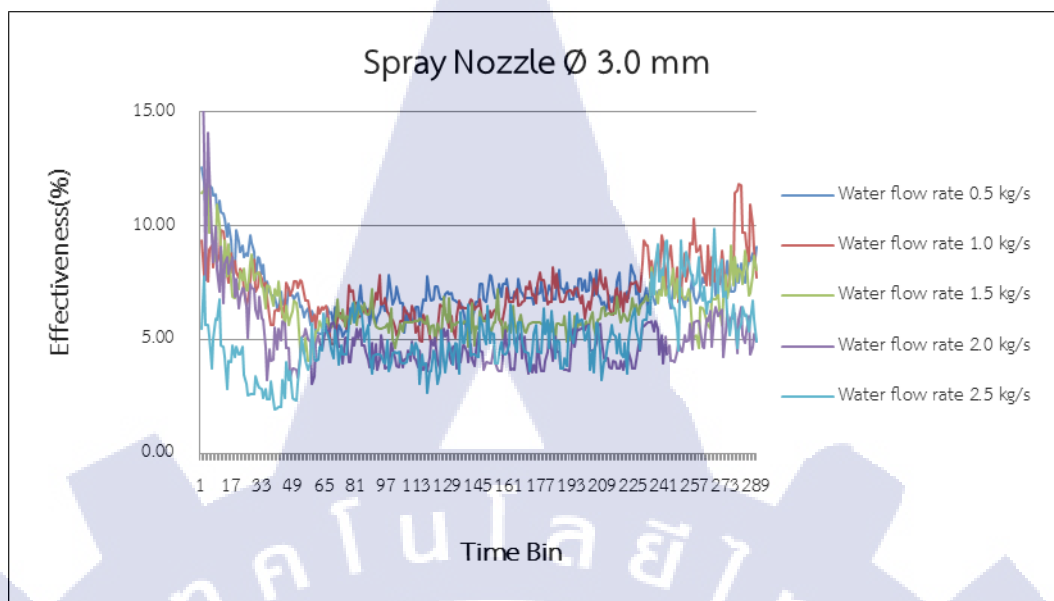


รูปที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลง ช่วง (Range) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร

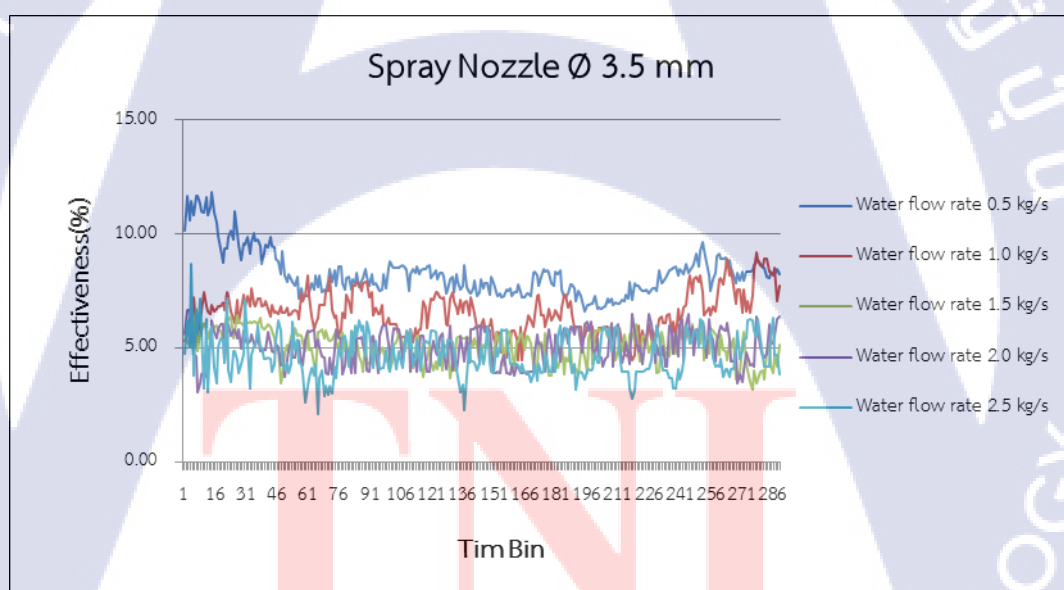
จากกราฟค่า Effectiveness ดังรูปที่ 4.6, 4.7 และ 4.8 จาก 15 ชุดการทดลอง ดังได้กล่าวไปแล้ว ตามลำดับ อุณหภูมิน้ำที่ทางเข้าและออกหอผึ่งลมเย็น คือ T_{wi} 26.0 - 35.7 °C และ T_{wo} 25.7 - 35.0 °C และอุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก T_{wb} 21.2 - 28.7 °C ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5, Ø 3.0 และ Ø 3.5 มิลลิเมตร ให้ค่า ประสิทธิภาพ (Effectiveness) 6 - 8 %, 5 - 7 % และ 4 - 6 % ตามลำดับ สรุปได้ว่า ที่อัตราการไหลของน้ำที่ต่ำและขนาด Ø รูหัวสเปรย์น้ำที่เล็กจะได้ค่า ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ที่สูงกว่ากรณีอัตราการไหลของน้ำที่สูง ซึ่งสามารถนำมาสรุปค่าทั้งหมด ได้ดังตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพ (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร



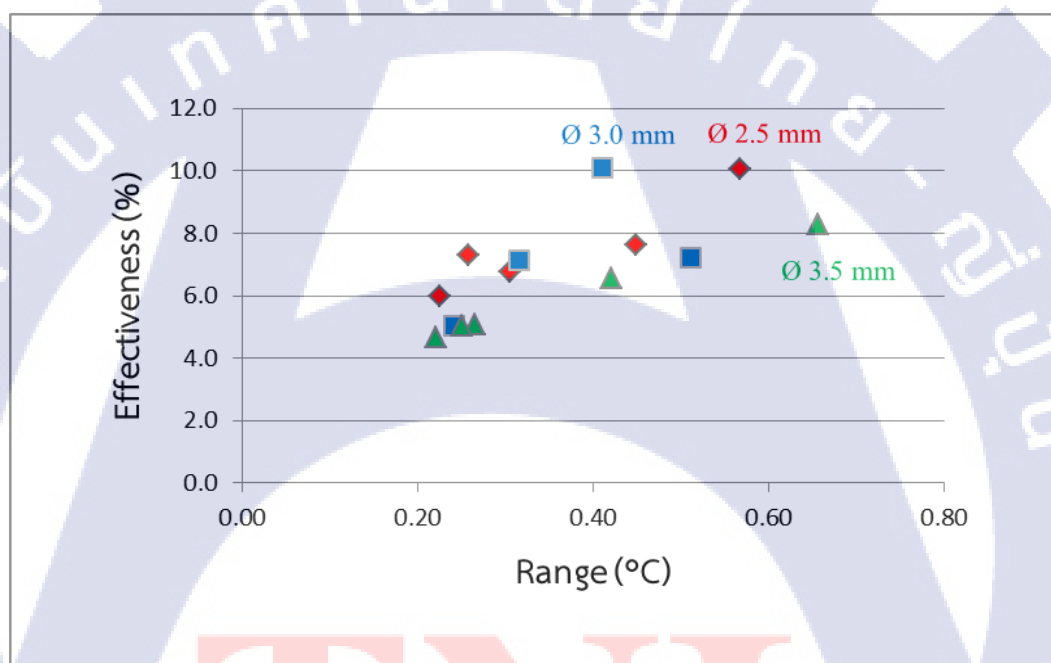
รูปที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงประสิทธิผล (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.0 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.8 การเปลี่ยนแปลงประสิทธิผล (Effectiveness) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 3.5 มิลลิเมตร

ตารางที่ 4.1 แสดง ช่วง (Range) และ ประสิทธิภาพ (Effectiveness)

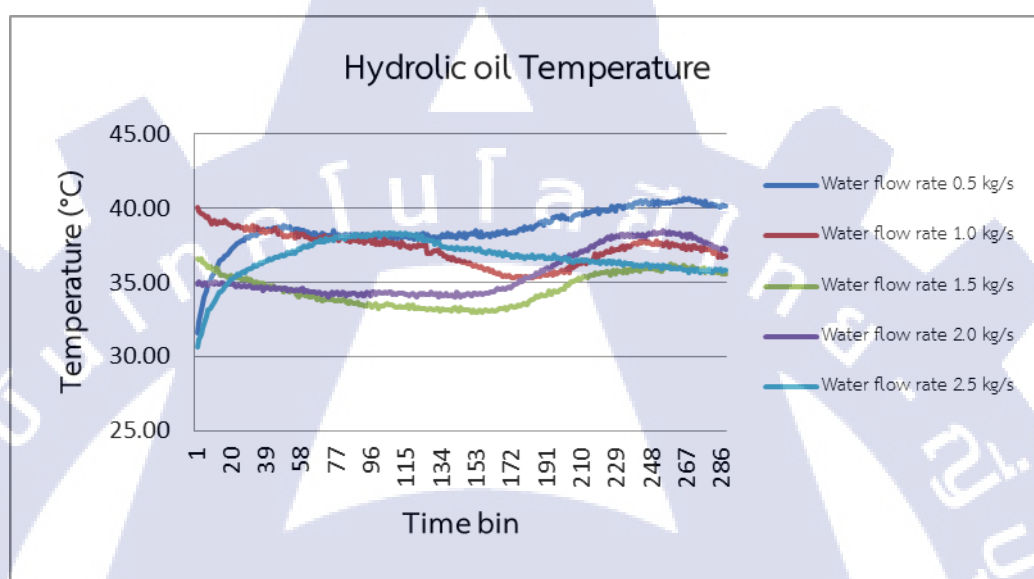
No.	Spray nozzle Ø (mm)	Water flow rate (kg/s)	Range (°C)	Effectiveness (%)
1	2.5	0.5 – 2.5	0.20 – 0.58	6 – 8
2	3.0	0.5 – 2.5	0.20 – 0.57	5 – 7
3	3.5	0.5 – 2.5	0.20 – 0.68	4 – 6



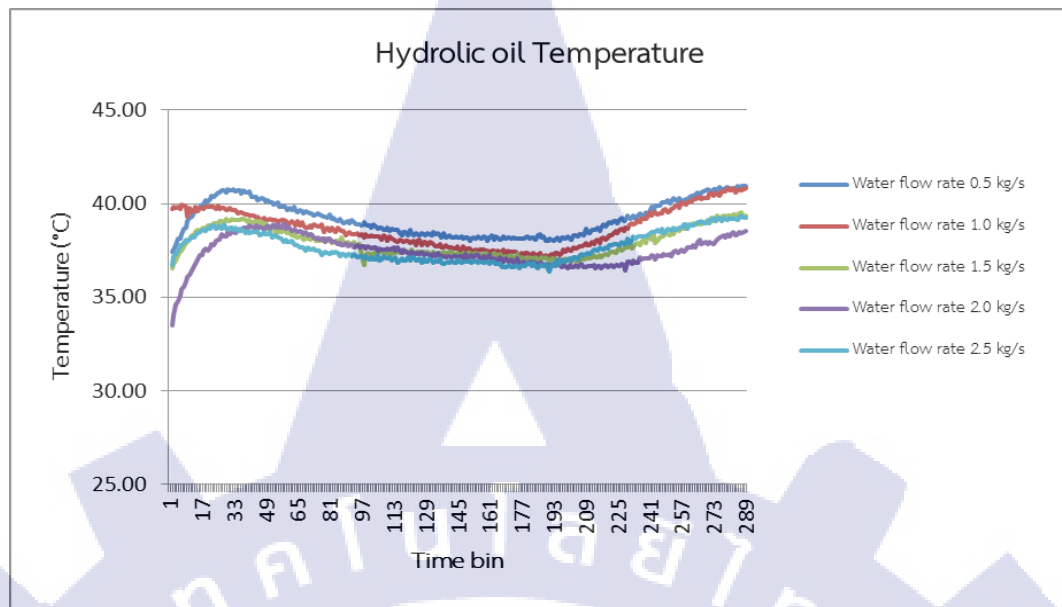
รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ช่วง (Range) และ ประสิทธิภาพ (Effectiveness)

รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างช่วง (Range) และประสิทธิภาพ (Effectiveness) ในกรณีที่เส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะของสเปรย์ Ø 2.5, Ø 3.0 และ Ø 3.5 มิลลิเมตร ได้ค่าช่วง (Range) โดยเฉลี่ยที่ 0.57 °C, 0.51 °C และ 0.66 °C ตามลำดับ และค่าประสิทธิภาพ (Effectiveness) โดยเฉลี่ยที่ 10 %, 10.1 % และ 8.3 % สรุปได้ว่า ที่ขนาดรูเจาะของหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 มิลลิเมตร จะได้ค่า Range และ Effectiveness ที่เหมาะสมที่สุด

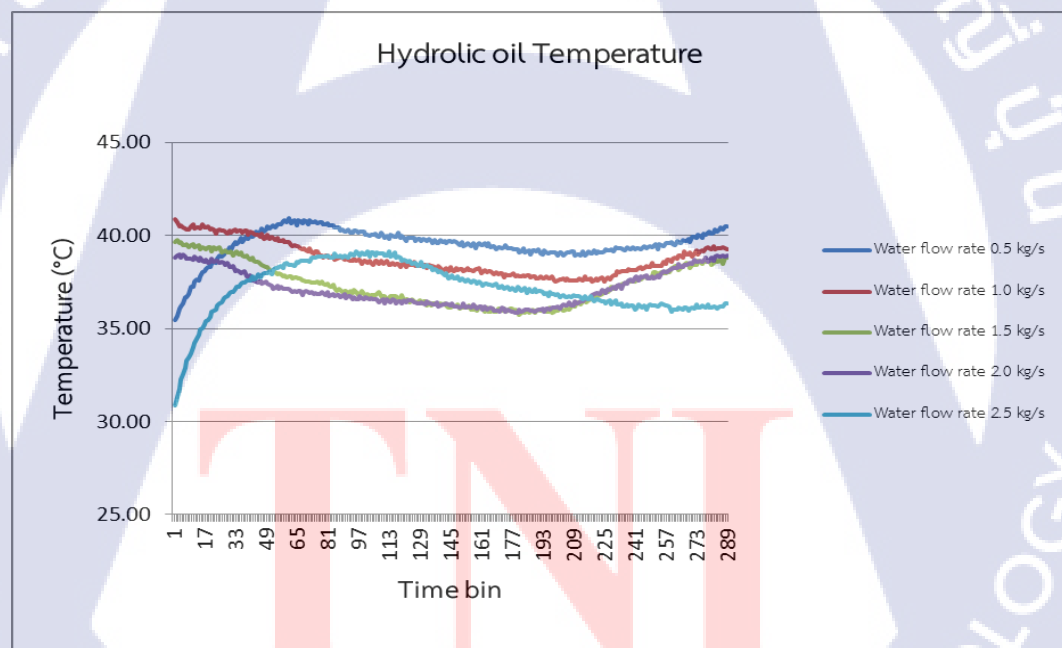
รูปที่ 4.10, 4.11 และ 4.12 จาก 15 การทดลอง แสดงว่าอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) อยู่ระหว่าง 31.60 – 40.66 °C, 33.48 – 40.96 °C และ 30.84 – 40.94 °C อุณหภูมิเฉลี่ยอยู่ที่ 36.54 °C, 38.91 °C และ 37.99 °C สรุปได้ว่า อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) สูงสุดประมาณ 41 °C ซึ่งไม่เกิน 50 °C เป็นไปตามขอบเขตของงานวิจัย แสดงว่าหอฝึกลมเย็นสามารถระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกได้ตามสมรรถนะที่ต้องการ



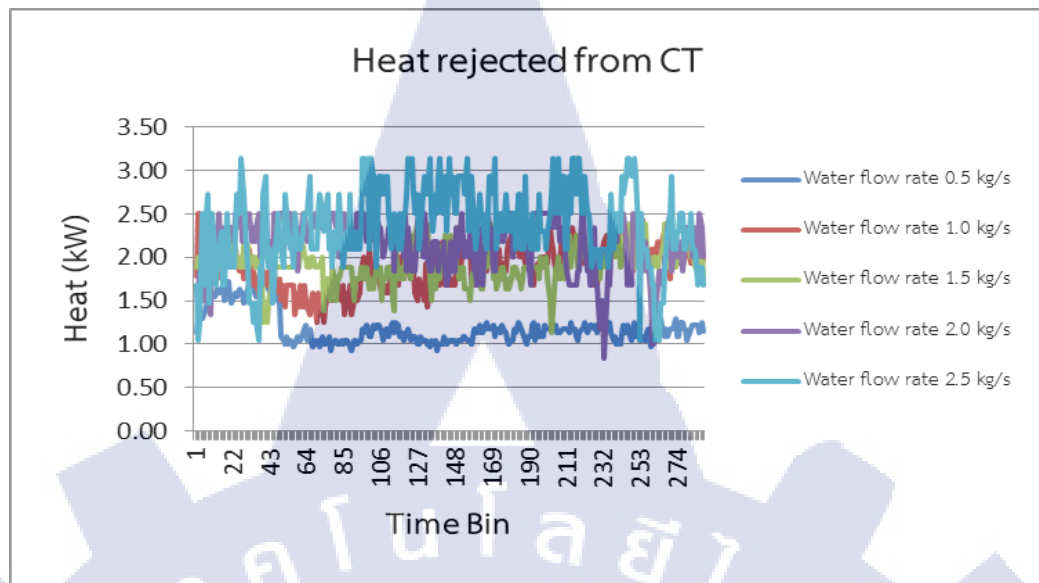
รูปที่ 4.10 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อรูท้าวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร



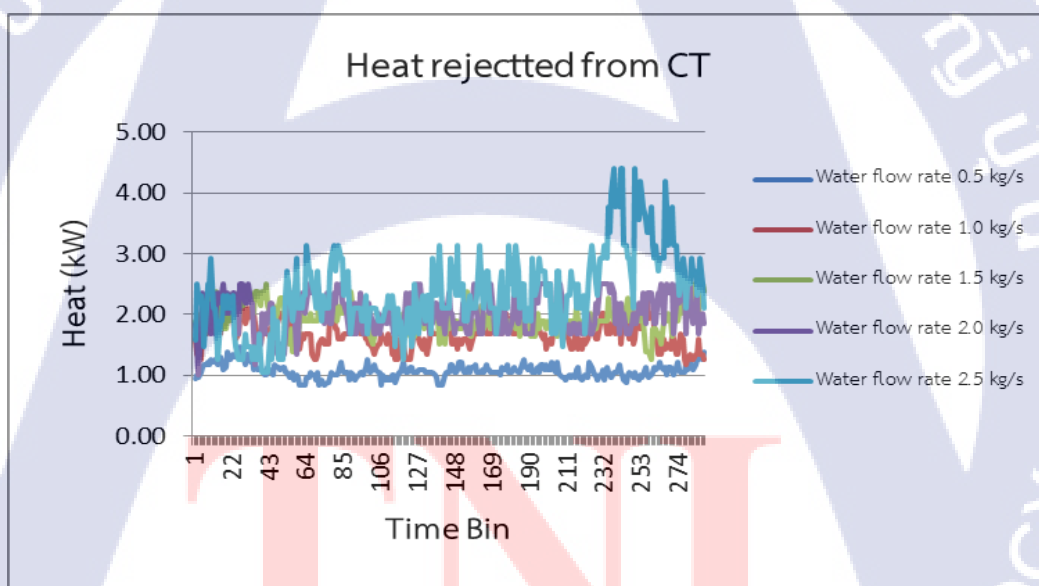
รูปที่ 4.11 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.0 มิลลิเมตร



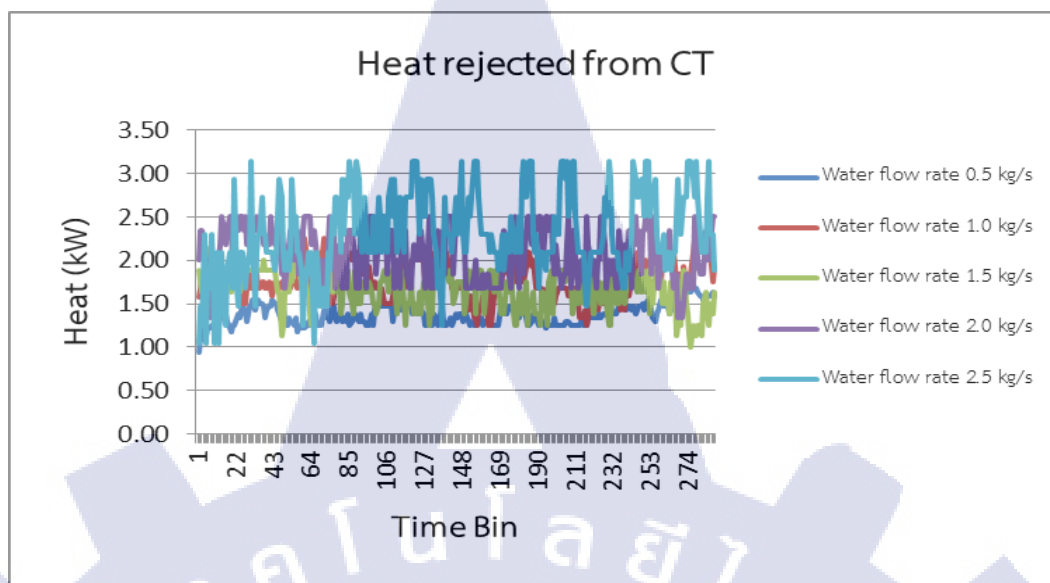
รูปที่ 4.12 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{hi}) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.13 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.14 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.0 มิลลิเมตร

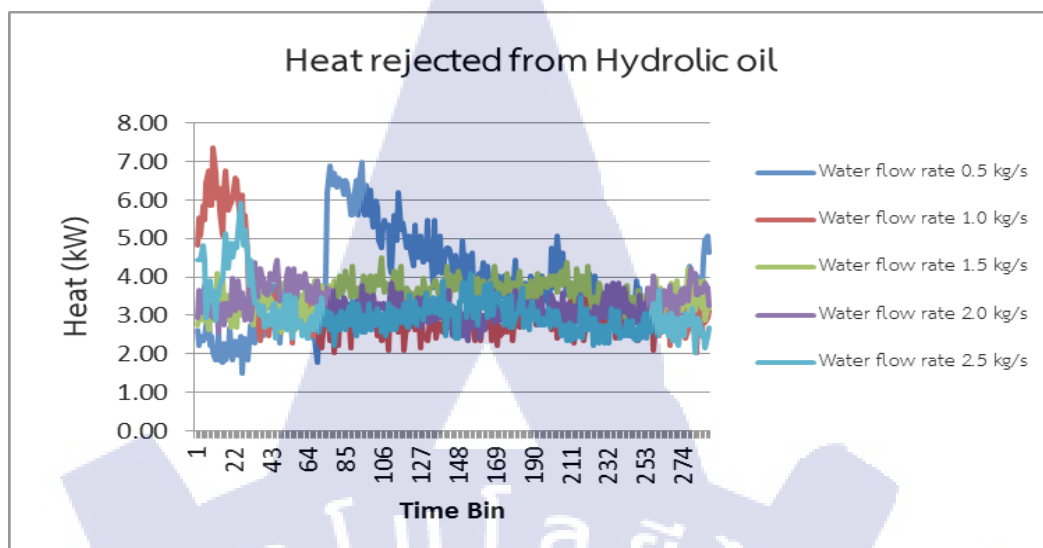


รูปที่ 4.15 แสดงความร้อนของน้ำที่ระบายออก (Q_w) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร

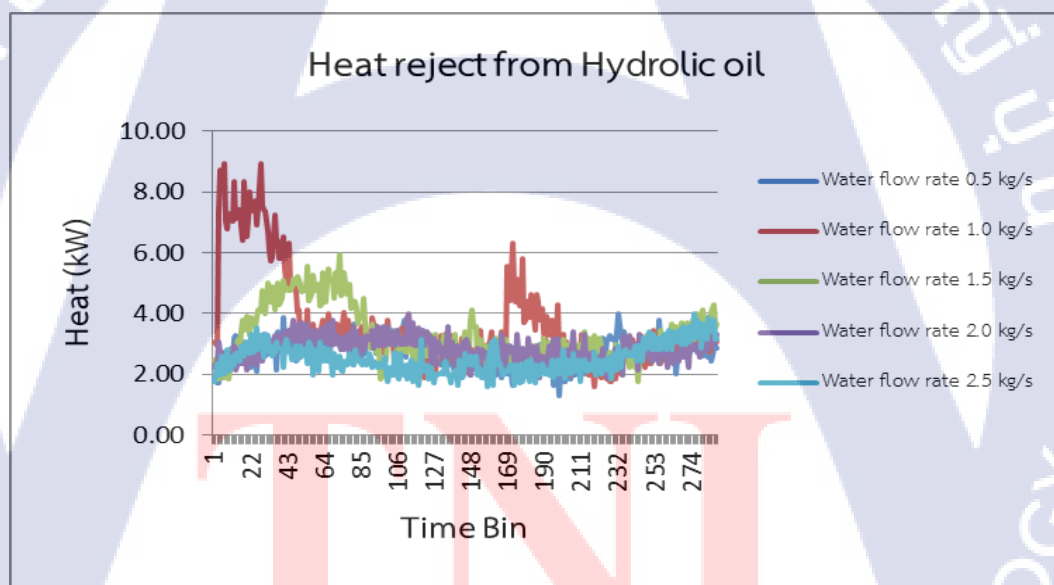
รูปที่ 4.13 , 4.14 , และ 4.15 แสดงอัตราความร้อนในหน่วยกิโลวัตต์ (kW) ที่ระบายออกจากหอผึ่งลมเย็น (Q_w) กรณีขนาดรูน้ำที่หัวสเปรย์ 2.5, 3.0 และ 3.5 มิลลิเมตร มีค่าในช่วง 1.04 - 2.50, 1.06 - 2.63 และ 1.12 - 2.34 กิโลวัตต์ ตามลำดับค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.90, 1.82 และ 1.84 กิโลวัตต์ สรุปได้ว่า ที่ขนาดรูเจาะที่หัวสเปรย์เล็ก และอัตราการไหลของน้ำที่สูงจะระบายความร้อนออกจากน้ำได้ดีกว่าที่ขนาดรูใหญ่ และที่อัตราการไหลต่ำ

TNI

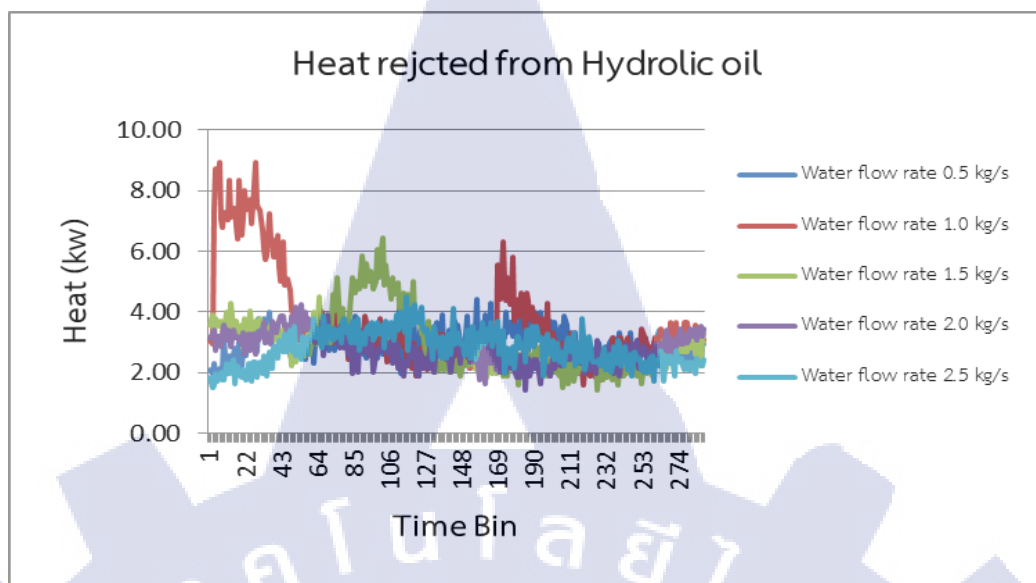
TAHITI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY



รูปที่ 4.16 แสดงอัตราความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปร์ยน้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร



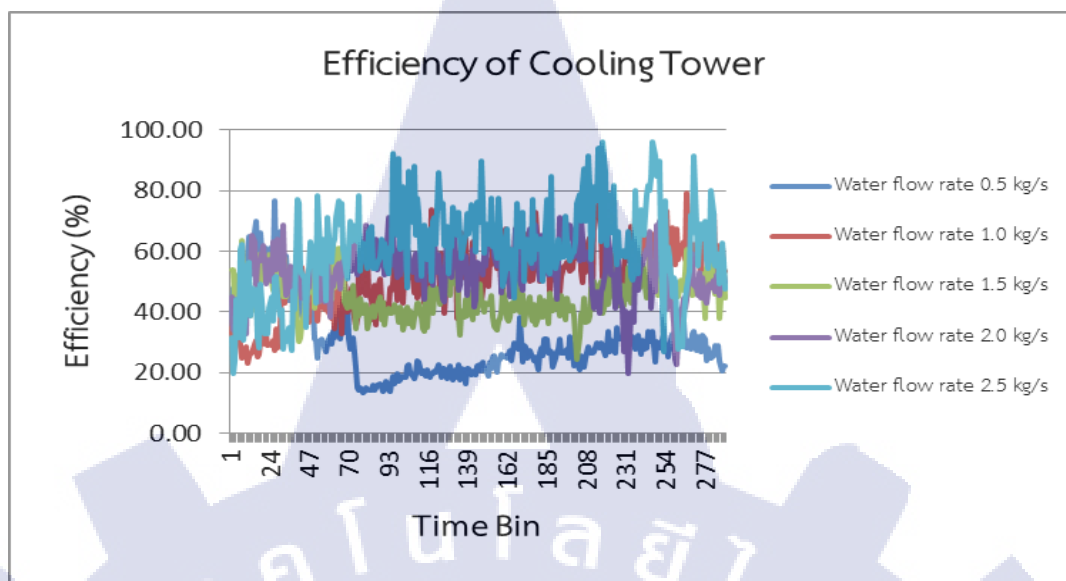
รูปที่ 4.17 แสดงอัตราความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปร์ยน้ำ $\varnothing$ 3.0 มิลลิเมตร



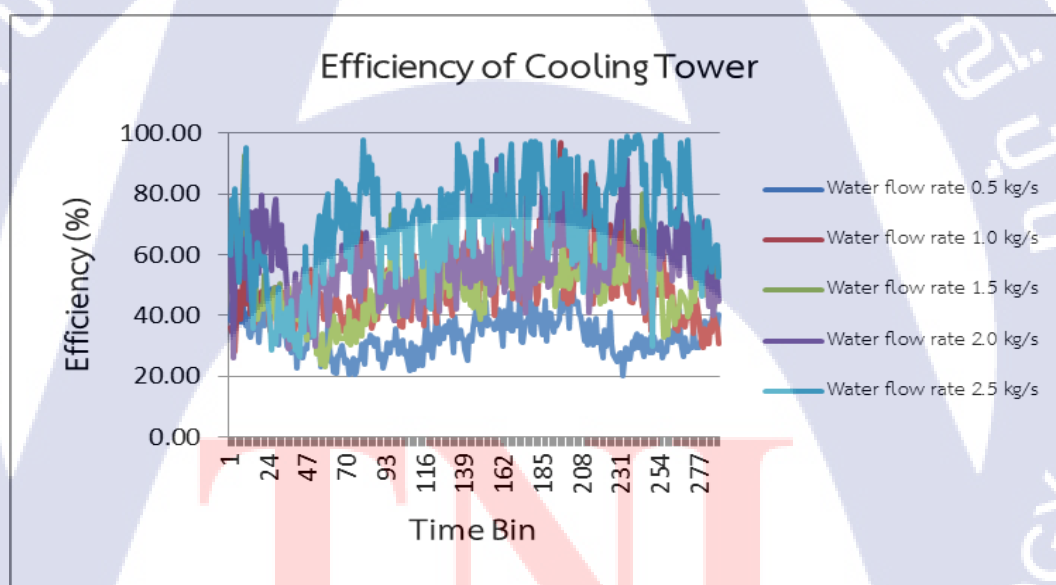
รูปที่ 4.18 แสดงอัตราความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกที่ระบายออก (Q_h) ตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร

รูปที่ 4.16, 4.17, และ 4.18 กรณีน้ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 , $\varnothing$ 3.0 , $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร และ 5 อัตราการไหลของน้ำ ความร้อนที่ระบายออกจากน้ำมันไฮดรอลิก (Q_h) อยู่ระหว่าง 2.09 - 5.38, 1.62 - 5.36 และ 1.52-5.71 กิโลวัตต์ ค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 3.37, 3.00 และ 3.05 กิโลวัตต์ หรือประมาณ 3 กิโลวัตต์ ซึ่งต่ำกว่าขนาดหอผึ่งลมเย็นที่มีจำหน่ายในท้องตลาดมาก (≈ 20 kW) ตามที่ได้อภิปรายไว้แล้ว

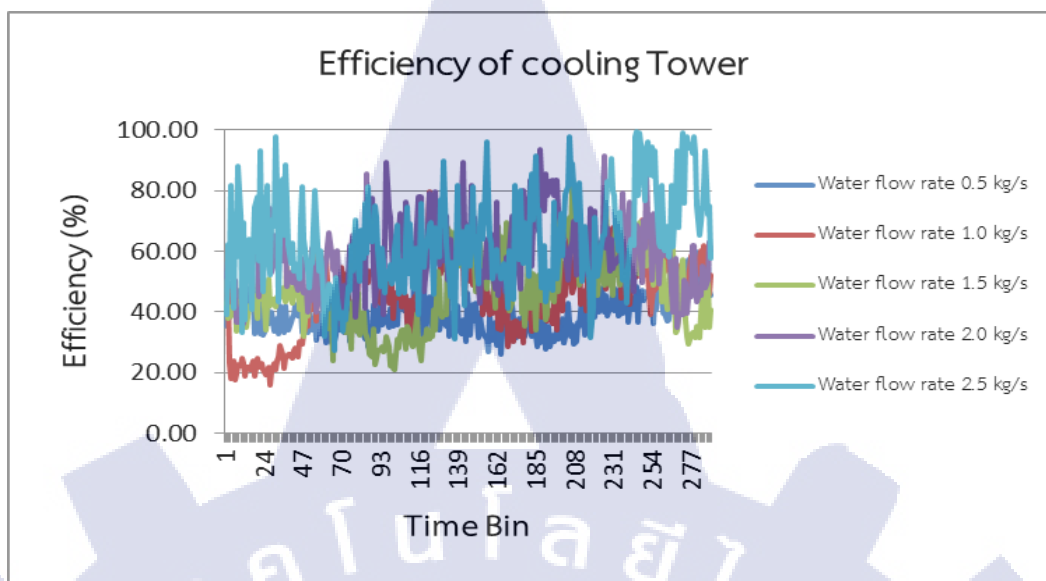
รูปที่ 4.19, 4.20, และ 4.21 ที่ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 , $\varnothing$ 3.0 , $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร จาก 5 อัตราการไหล ประสิทธิภาพของหอผึ่งลมเย็นอยู่ระหว่าง 20 – 77 %, 25 – 88 % และ 25 - 83 % ค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 48 %, 52 % และ 51 % สรุปได้ว่า ที่อัตราการไหลของน้ำสูงจะได้ประสิทธิภาพสูงกว่าอัตราการไหลของน้ำต่ำ ประสิทธิภาพของหอผึ่งลมเย็นอยู่ที่ประมาณ 50 %



รูปที่ 4.19 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็นตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 2.5 มิลลิเมตร



รูปที่ 4.20 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็นตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.0 มิลลิเมตร

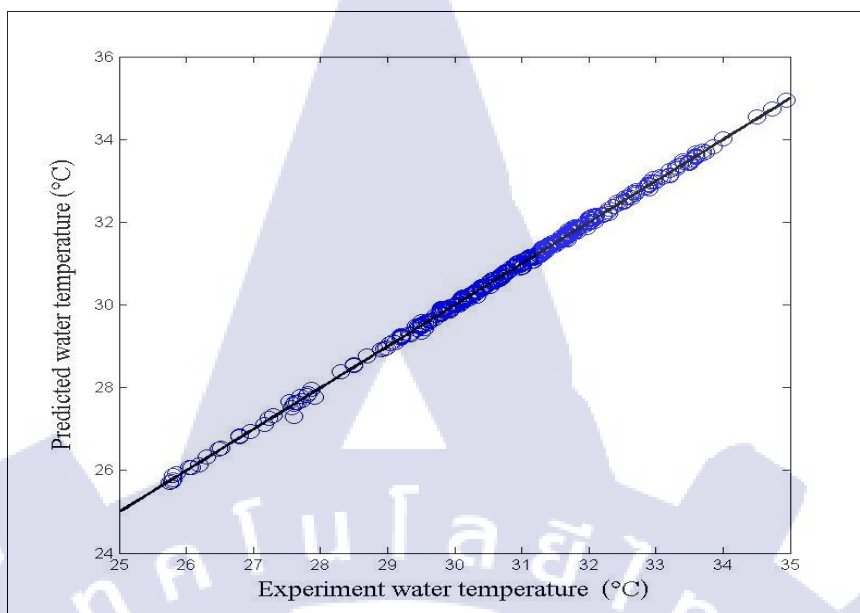


รูปที่ 4.21 แสดงประสิทธิภาพหอผึ่งลมเย็นตามเวลาเมื่อรูหัวสเปรย์น้ำ $\varnothing$ 3.5 มิลลิเมตร

งานภาคการปฏิบัติโดยการทดสอบจริงทำให้ทราบสมรรถนะของหอผึ่งลมเย็น ทำให้ทราบค่า Range, Effectiveness, Q_w , T_{hi} และ Efficiency ที่เหมาะสมจะได้จากเงื่อนไขการทำงานที่รูเจาะของหัวสเปรย์น้ำขนาดเล็ก ($\varnothing$ 2.5 mm) และอัตราการไหลของน้ำปานกลาง (1.5 kg/s)

4.3 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำเย็น (T_{wo}) โดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN

งานวิจัยในส่วนของภาคทฤษฎีนั้นผู้วิจัยได้ประยุกต์ใช้เทคนิคโครงข่ายประสาทเทียม (ANN) เพื่อจำลองระบบทางความร้อนนี้ หากใช้สมการทางทฤษฎีจากสมดุลมวลและความร้อนและทางกลศาสตร์ของไหลจะประกอบด้วยหลายสมการในทางกลับกัน แบบจำลอง ANN เลียนแบบการส่งข้อมูลแบบโครงข่ายประสาทของมนุษย์จะง่ายกว่าและคำนวณได้เร็วกว่า ข้อมูลจากการทดสอบระบบจริงได้รับการคัดเลือกมาเพื่อใช้ในการสอนและทดสอบ เพื่อให้ได้ชุดข้อมูลของ Weight และ Bias ที่สามารถนำไปทำนายสมรรถนะของระบบในลำดับถัดไป



รูปที่ 4.22 แสดงอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมเย็นจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN

การสอน (Train) โครงข่ายประสาทเทียม ANN ต้องใช้ข้อมูลอินพุต (Input) จากผลการทดลอง ซึ่งอยู่ในรูปเมตริกซ์ขนาด 5×360 ค่า โดยมาจากข้อมูลเฉลี่ยทุกๆ 5 นาที ขนาดรูทิวสเปร์ย์น้ำ ($\varnothing$ 2.5, 3.0, 3.5 mm) อัตราการไหลของน้ำ (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 kg/s) อุณหภูมิน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็น (26.02 - 35.47 °C) อุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก (21.30 - 29.96 °C) และอุณหภูมิอากาศกระเปาะแห้ง (24.08 - 34.80 °C)

ข้อมูลเป้าหมาย (Target) คือ อุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น (25.43 - 34.69 °C) ข้อมูลที่ใช้ในการทำนาย 5×360 ค่า คือขนาดของทิวสเปร์ย์น้ำ ($\varnothing$ 2.5, 3.0, 3.5 mm) อัตราการไหลของน้ำ (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 kg/s) อุณหภูมิน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็น (26.03 - 35.47 °C) อุณหภูมิกระเปาะเปียก (21.31 - 29.96 °C) อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (24.10 - 34.80 °C)

จากการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN (Back Propagation : BP) จำนวน 40 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) ผลที่ได้จากการ Train แสดงดังรูปที่ 4.22 ได้อุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นระหว่าง 25.70 - 34.95 °C ค่า MSE = 0.0968, RMS = 0.0490 และ $R^2 = 0.9992$ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นจากค่าทำนายและค่าจริง 0.01 - 0.06 °C แสดงว่าผลการทำนายมีความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้ดี

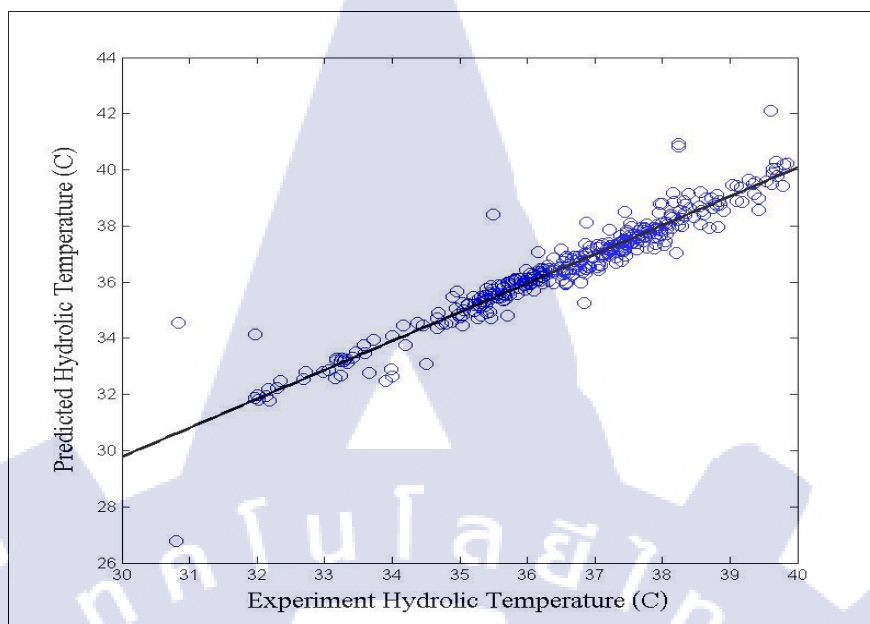
4.4 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก (T_{ho}) โดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN

ตัวแปรที่สำคัญที่จะทำให้ทราบว่าการทำงานของหอผึ่งลมเย็นประสบผลสำเร็จตามที่มุ่งหวังหรือไม่ คือ สามารถรักษาระดับอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกได้ ซึ่งจะต้องควบคุมอุณหภูมิ น้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลกลับไปยังเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกไว้ ไม่ให้เกิน 50°C ANN ทำนายอุณหภูมิน้ำได้ดี และได้มีการทดสอบมาแล้วหลาย Topology จนได้อันที่สามารถทำนายได้แม่นยำสุด จึงเลือกโครงสร้างของ ANN ที่มี Topology เดียวกับที่ใช้ทำนายอุณหภูมิน้ำ เพื่อใช้ในการทำนายอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก

ข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอน (Train) เป็นข้อมูลเฉลี่ยจากการทดสอบจริง เช่นกัน มีขนาดของเมตริกซ์ 7×360 ค่า ได้จากกรณีขนาดรูหัวสเปร์ย์น้ำ ($\varnothing$ 2.5, 3.0, 3.5 mm) และ อัตราการไหลของน้ำ (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 kg/s) จากขอบเขตของอุณหภูมิน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็น ($26.04 - 35.75^{\circ}\text{C}$) อุณหภูมิน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น ($25.76 - 34.98^{\circ}\text{C}$) อุณหภูมิกระเปาะเปียก ($21.24 - 29.98^{\circ}\text{C}$) อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ($24.20 - 34.86^{\circ}\text{C}$) และอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกคที่ทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($30.84 - 40.82^{\circ}\text{C}$)

ข้อมูลเป้าหมาย (Target) คือ อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($30.28 - 39.94^{\circ}\text{C}$) ข้อมูลที่ใช้ในการทำนาย 7×360 ค่า คัดจากทั้ง 15 ชุดการทดลอง เช่นกัน อุณหภูมิน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็น ($26.02 - 35.74^{\circ}\text{C}$) อุณหภูมิน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น ($25.47 - 34.96^{\circ}\text{C}$) อุณหภูมิกระเปาะเปียก ($24.08 - 34.80^{\circ}\text{C}$) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง ($21.30 - 29.96^{\circ}\text{C}$)

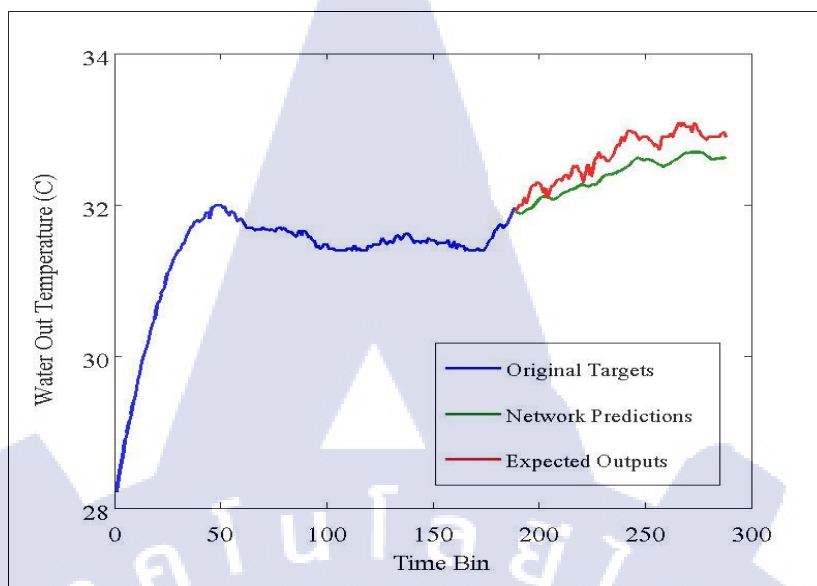
จากการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม ANN จำนวน 40 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) ได้อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง $26.79 - 42.09^{\circ}\text{C}$ ค่า $\text{MSE} = 0.1155$, $\text{RMS} = 0.5537$, $R^2 = 0.8946$ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $2.25 - 4.01^{\circ}\text{C}$ ดังกราฟในรูปที่ 4.23 ซึ่งผลแตกต่างกันพอสมควร แม้จะเป็นผลที่ดีที่สุดที่ทำนายได้จาก ANN อาจเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำมันอยู่ในช่วงกลาง และเปลี่ยนแปลงในรูปแบบที่ทำนายได้ยากกว่าอุณหภูมิน้ำ จึงได้ระดับความแม่นยำที่ต่ำกว่า



รูปที่ 4.23 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองและการทำนายโดยโปรแกรมโครงข่ายประสาทเทียม ANN

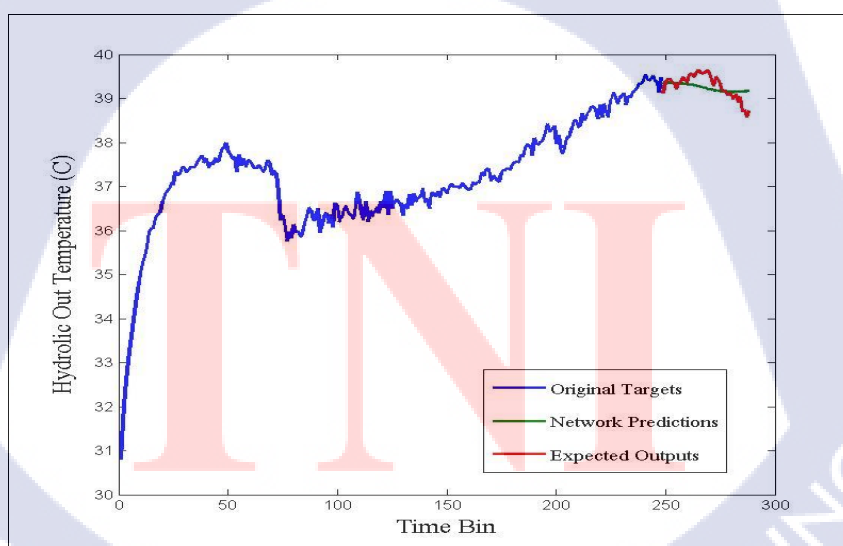
4.5 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำเย็น (T_{wo}) โดยโครงข่ายประสาทเทียมแบบ (NARX)

จากรูปที่ 4.24 ข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอน (Train) คืออุณหภูมิของน้ำทางเข้าหอผึ่งลมเย็นจำนวน 288 ค่า (28.76-33.60 °C) ข้อมูลเป้าหมาย (Target) เพื่อการทำนายคืออุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นจำนวน 288 ค่า (28.22-33.08 °C) ช่วงในการทำนาย 100 ค่า เริ่มตั้งแต่ค่าที่ 189-288 เปรียบเทียบกับอุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น 100 ค่า (31.92-33.08 °C) จากการทดลอง (ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 mm อัตราการไหลของน้ำ 0.5 kg/s) ได้ค่าอุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นในช่วง 31.88-32.70 °C ที่ทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียม NARX ที่มี 1 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) ได้ค่า MSE=0.0791 ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็น 0.04-0.38 °C ส่วนค่า R^2 ค่อนข้างน้อยจนเกินกว่าจะยอมรับได้ เนื่องจาก NARX จะทำนายจากค่าเริ่มต้น และทำตามลำดับไปเรื่อยๆ หากข้อมูลต้นทางไม่มากพอหรือแสดงรูปแบบการเปลี่ยนแปลงไม่ชัดเจนพอ ก็อาจทำให้ข้อมูลในลำดับถัดๆ ไปคลาดเคลื่อนได้มาก อย่างไรก็ตามนี้ก็ทำให้เห็นว่าสามารถใช้ NARX ในการทำนายพฤติกรรมระบบหล่อเย็นได้จึงนำมาซึ่งเป็นแนวทางการพัฒนาต่อโดยเพิ่มข้อมูลในการ Train โครงข่าย NARX ให้มากกว่านี้



รูปที่ 4.24 แสดงอุณหภูมิน้ำที่ออกจากหอผึ่งลมเย็นจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียมแบบ NARX

4.6 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกทางออก (T_{ho}) โดยโครงข่ายประสาทเทียมแบบ NARX



รูปที่ 4.25 แสดงอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองและการทำนายโดยโครงข่ายประสาทเทียมแบบ NARX

จากรูปที่ 4.25 ใช้โครงข่ายประสาทเทียม NARX 1 ฮิดเดนเลเยอร์ (Hidden Layer) ข้อมูลที่ใช้ในการอินพุต (Input) เพื่อสอน (Train) คืออุณหภูมิของน้ำทางออก หอฝึกลมเย็นจำนวน 288 ค่า (28.22-33.08 °C) โดยใช้ข้อมูลเป้าหมาย (Target) เพื่อการทำนายอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 288 ค่า (30.80-39.64 °C) ช่วงในการทำนายจำนวน 57 ค่าเริ่มตั้งแต่ค่าที่ 232-288 เปรียบเทียบกับอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวน 57 ค่า (38.58-39.64 °C) จากการทดลอง (ขนาดรูหัวสเปรย์น้ำ Ø 2.5 mm อัตราการไหลของน้ำ 0.5 kg/s) การทำนายได้ค่าอุณหภูมิของน้ำมันทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 57ค่า (37.89-39.09 °C) ได้ค่า MSE=0.5398 ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 0.55-0.69 °C

จากที่ได้นำเสนอผลวิจัยจากการออกแบบระบบทดสอบการระบายความร้อนจากน้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกในอุตสาหกรรมจริง โดยพัฒนาหอฝึกลมเย็นอย่างง่ายที่ใช้งานได้ดีสามารถระบายความร้อนด้วยอัตราประมาณ 3 กิโลวัตต์ (kW) จนน้ำมันไฮดรอลิกมีอุณหภูมิไม่เกิน 50 °C ตามต้องการ ได้ศึกษาพฤติกรรม และสมรรถนะของหอฝึกลมเย็น จากอิทธิพลของอัตราการไหล และขนาดรูเจาะของหัวสเปรย์น้ำที่แตกต่างกัน จนได้ชุดข้อมูลพื้นฐานที่เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาแบบจำลองโครงข่ายประสาทเทียม ANN ที่ใช้เทคนิค Back Propagation เพื่อทำนายอุณหภูมิของน้ำ และน้ำมันไฮดรอลิก และแบบจำลองด้วยเทคนิค NARX

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

5.1 สรุปผลการทดลอง

สรุปผลงานวิจัยนี้มุ่งเน้นการพัฒนาห่อหุ้มฉนวนขนาดเล็กที่เหมาะสมกับภาระความร้อนของระบบน้ำมันไฮดรอลิกของเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติก น้ำหล่อเย็นได้ไหลเวียนมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำมันไฮดรอลิกที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นไหลไประบายความร้อนโดยผ่านหัวสเปร์ยลงสู่อ่างน้ำ การทดสอบได้ปรับเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของน้ำ 5 ค่า (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, และ 2.5 kg/s) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะที่หัวสเปร์ย 3 ค่า (2.5, 3.0, และ 3.5 mm) รวมเป็น 15 การทดลอง แต่ละการทดลองใช้เวลา 24 ชั่วโมง ค่าจากการวัดอุณหภูมิ น้ำ น้ำมัน และอากาศ ถูกบันทึกทุกๆ 5 นาที โดยผลการวิเคราะห์สมรรถนะห่อหุ้มฉนวน อาทิ ค่าช่วง (Range) ค่าประสิทธิผล (Effectiveness) และประสิทธิภาพ (Efficiency) แสดงว่าห่อหุ้มฉนวนที่มี ขนาดรูเจาะที่หัวสเปร์ยน้ำ 2.5 mm และอัตราการไหลของน้ำ 0.5 kg/s ให้ค่าช่วง และค่าประสิทธิผลที่ดีที่สุด และประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายปั๊ม โดยอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกในระบบสูงสุดเพียง 41 °C ซึ่งไม่เกิน 50 °C ที่ค่าอุณหภูมิวิกฤตที่จะทำให้ระบบเครื่องเป่าขึ้นรูปขวดพลาสติกต้องหยุดทำงาน

ทางด้านทฤษฎีได้มีการนำโครงข่ายประสาทเทียม ANN เพื่อจำลองระบบห่อหุ้มฉนวน โดยใช้อข้อมูลจากการทดลองมาสอนด้วยเทคนิคแบบแพร่ย้อนกลับ และทดสอบด้วยข้อมูลอีกชุด จนกระทั่งได้โครงสร้างของ ANN ที่เหมาะสมที่สุด ประกอบด้วย อินพุตเลเยอร์-ฮิดเดนเลเยอร์-เอาต์พุตเลเยอร์ 5-40-1 จนสามารถทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นที่ทางออกได้อย่างแม่นยำสูงในระดับ $MSE = 0.0968$ และ $R^2 = 0.9992$ และใช้โครงสร้างแบบเดียวกันในการทำนายอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกที่กลับสู่เครื่องจักร ได้ระดับความแม่นยำ $MSE = 0.1155$ และ $R^2 = 0.8946$ นอกจากนี้ยังใช้โครงข่ายประสาทเทียมแบบ NARX 1 ฮิดเดนเลเยอร์ เพื่อทำนายอุณหภูมิน้ำเย็นทางออกห่อหุ้มฉนวนในคาบเวลาถัดไปในอนาคต ผลของการทำนายมีแนวโน้มแบบเดียวกับค่าจากการทดลองจริง ให้ค่า $MSE = 0.0791$ ค่าความแตกต่างระหว่างค่าทำนายและค่าวัดจริงของอุณหภูมิของน้ำทางออกห่อหุ้มฉนวน 0.04-0.38 °C และทำนายอุณหภูมิน้ำมันได้ค่า $MSE = 0.5398$ แสดงว่า มีความเป็นไปได้ที่จะนำแบบจำลอง ANN และ NARX มาทำนายพฤติกรรมของระบบนี้ สรุปได้ว่าผลงานวิจัยบรรลุวัตถุประสงค์ จนทำให้ได้ห่อหุ้มฉนวนที่เหมาะสมกับการระบายความร้อนของเครื่องจักร และสามารถทำนายพฤติกรรมระบบได้แม่นยำในระดับที่ยอมรับได้ และได้แนวทางการพัฒนาห่อหุ้มฉนวนต่อไป

ตารางที่ 5.1 การเปรียบเทียบผลวิเคราะห์แบบจำลองด้วยโครงข่ายประสาทเทียม ANN

No	Author	Title	Results
1	Hosoz et al.	Performance prediction of a cooling tower using ANN	R = 0.975-994 , MSE = 0.89-4.64% RSME = 0.9978-0.9999
2	Ming Gao et al.	Performance prediction of a cooling tower using ANN	R = 0.993-0.999
3	Xiaoni Qi et al.	Numerical simulation of shower cooling tower based on ANN	MAE = 1.13 %
4	Jiasheng Wu et al.	Artificial neural network analysis of the performance	R = 0.9249-0.9988 MAE = 0.0008-0.54 %
5	Bunjong Yaothane	Cooling Tower analysis using ANN	RMSE = 0.8946-0.9992 MAE = 0.0968-0.115 %

สรุปการเปรียบเทียบผลวิเคราะห์เปรียบเทียบแบบจำลองด้วยโครงข่ายประสาทเทียมกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ค่า RMSE และ MAE ได้ความแม่นยำในระดับสูง ใกล้เคียงกับงานวิจัยของผู้วิจัยอื่นๆ

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 พัฒนาด้านแบบชุดต่อไปให้มีสมรรถนะดียิ่งขึ้น อาจจะมีการเพิ่มพัดลมหรือแพกกิ้ง

5.2.2 นำแบบจำลองโครงข่ายประสาทเทียม (Artificial Neural network) มาใช้ในการทำนายระบบในสภาวะอุณหภูมิที่ตำแหน่งอื่นๆ หรือนำมาใช้ในระบบควบคุมหอผึ่งลมเย็น (Cooling Tower)

บรรณานุกรม

TNI

บรรณานุกรม

- [1] ณรงค์ ดันชีวะวงศ์, *ไฮดรอลิคอุตสาหกรรม*, กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น), 2546.
- [2] BKK. “Cooling Tower,” [Online]. Available: <http://thaitechno.net/t1/productdetails.php?id=28487&uid=36420>. [Accessed: Dec 14, 2012].
- [3] ผ่องศรี ศิวนาคัดดี, *การถ่ายโอนความร้อน*, กรุงเทพฯ : บริษัท ทริปเพิ้ลกรุ๊ป จำกัด, 2551.
- [4] บรรเลง ศรีนิล, *เทคโนโลยีพลาสติก (ฉบับปรับปรุง)*, กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริม เทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), 2546.
- [5] Energy Efficiency Guide for Industry in Asia. “Cooling Towers,” [Online]. Available: <http://www.energyefficiencyasia.org>. [Accessed: Dec 14, 2012].
- [6] Refrigeration and Air Condition Systems. “Pacage Air Conditioner With Water Cooled Condensor,” [Online]. Available: <http://hvactutorial.wordpress.com/> [Accessed: Dec 15, 2012].
- [7] Natural draft cooling tower, “Cooling Tower Design,” [Online]. Available: <http://www.cssgolf.com.my/2011/natural-draft>. [Accessed: Dec 15, 2012].
- [8] Walk water, “Cooling Tower Management,” [Online]. Available: <http://www.walkwatertech.com/coolingtowermangement.htm>. [Accessed: Dec 15, 2012].
- [9] พยุง มีสัจ, *ระบบฟิชชีและโครงข่ายประสาทเทียม*, กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัย พระจอมเกล้า พระนครเหนือ, 2552.
- [10] ปริญญะ สงวนสัตย์, *คู่มือการใช้ MATLAB ฉบับสมบูรณ์*, นนทบุรี : บริษัท ไอทีซี พรีเมียร์ จำกัด, 2556.
- [11] Eugen Diaconescu, “The use of NARX Neural Networks to Predict Chaotic Time Series,” *Communications and Computer Science*, vol.3, pp.182-191, 2008.
- [12] FRANK P. INCROPERA, et al., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United States of America : John Wiley & Sons, Inc, 2007.
- [13] Wanchai Asvapoosikul and Supawat Treeutok, “A Simplified Method Thermal Performan Capacity Evaluation of Counter Flow Cooling Tower,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 38, pp. 160-167, January 2012.

- [14] J.R.Picardo and J.E. Variyar, "The Merkel Equation: A Novel Method to Compute the Packed Height of a Cooling Tower," *Energy Conversion and Management*, vol. 57, pp. 167-172, January 2012.
- [15] Jiping Liu, et al., "An Initial Analysis on the Energy- Efficient Performance of A Natural Draft wet Cooling Tower with CaCl_2 Solution for Power Plants," *Applied Thermal Engineering*, vol 48, pp. 249-255, February 2012.
- [16] Tian-Hong, et al., "Statistical Multi-Model Approach for Performance Assessment of Cooling Tower," *Energy Conversion and Management*, vol.52, pp. 1,377-1,385, October 2010.
- [17] M.Hosoz, et al., "Performance Prediction of a Cooling Tower using Artificial Neural Network," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp.1,349-1,359, November 2006.
- [18] Ming Gao, et al., "Performance Prediction of a Cooling Tower using Artificial Neural Network under Cross-Wind Conditions," *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009) : 583-589.
- [19] Xiaoni Qi, et al., "Numerical Simulation of Shower Cooling Tower based on Artificial Neural Network," *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp.724-732, September 2007.
- [20] S.Rosiek and F.j. Batlles, "Modelling a Solar-Assisted Air-Conditioning System Installed in CIESOL Building using an Artificial Neural Network," *Renewable Energy*, vol.35, pp.2,894-2,901, May 2010.
- [21] Jiasheng, et al., "Artificial Neural Network Analysis of the Performance Characteristics of a Reversible Usedcooling Tower under Cross Flow Condition for Heat Pump Heating System in Winter," *Energy and Building*, vol. 43, pp. 1,685- 1,693, March 2011.
- [22] Ramkumar Ramakrishnan and Ragupathy Arumugam, "Optimization of Operating Parameter and Performance Evaluation of Forced Draft CoolingTower using Response Surface Methodology (RSM) and Artificial Neural Network (ANN)" *Mechanical Science and Technology*, vol.26, no.5, pp.1,643-1,650, February 2012.



ภาคผนวก

TNI



TNI

ภาคผนวก ก.

การวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นและน้ำมันไฮดรอลิกทางออก

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยโปรแกรมโครงข่าย
ประสาทเทียม ANN (BP)

```
target = 0.12;  
s = 0;  
clc;  
while (s == 0)  
    net=newff([minmax(A)],[40,1],{'tansig','purelin'},'trainlm');  
    net.trainParam.show=50;  
    net.trainParam.lr=0.05;  
    net.trainParam.epochs=1000;
```

```
net.trainParam.goal=1e-3;
net.train(net,A,Tho);
net1=train(net,A,Tho);
a=sim(net1,A);
err = max(abs(Tho-a))
rms = sqrt(sum((Tho-a).^2)/length(Tho))
if err < target
    s = 1;
end
p = A1;
a=sim(net1,p);
plot(Tho1,a);
rms = sqrt(sum((Tho1-a).^2)/length(Tho1))
yresid = Tho1- a;
SSresid = sum(yresid.^2);
SStotal = (length(Tho1)-1) * var(Tho1);
rsq = 1 - SSresid/SStotal
```

ภาคผนวก ข.

การวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำทางออกหอผึ่งลมเย็นและน้ำมันไฮ
ดรอลิกทางออก
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยโปรแกรมโครงข่าย
ประสาทเทียม ANN (NARX)

```
pref = 1;
X = con2seq(Tcwi);
T = con2seq(Tcwo);
N = 100;
inputSeries = X(1:end-N);
targetSeries = T(1:end-N);
inputSeriesVal = X(end-N+1:end);
targetSeriesVal = T(end-N+1:end);
delay = 2;
neuronsHiddenLayer = 1;
while pref > 1
    net = narxnet(1:delay,1:delay,neuronsHiddenLayer);
    [Xs,Xi,Ai,Ts] = preparets(net,inputSeries,{},targetSeries);
    net = train(net,Xs,Ts,Xi,Ai);
    view(net)
```

```

Y = net(Xs,Xi,Ai);
% perf = perform(net,Ts,Y);
inputSeriesPred = [inputSeries(end-
delay+1:end),inputSeriesVal];
targetSeriesPred = [targetSeries(end-delay+1:end),
con2seq(nan(1,N))];
netc = closeloop(net);
view(netc)
[Xs,Xi,Ai,Ts] =
preparets(netc,inputSeriesPred,{},targetSeriesPred);
yPred = netc(Xs,Xi,Ai);
perf = perform(net,yPred,targetSeriesVal);
end
figure;
plot([cell2mat(targetSeries),nan(1,N);
nan(1,length(targetSeries)),cell2mat(yPred);
nan(1,length(targetSeries)),cell2mat(targetSeriesVal)])
legend('Original Targets','NetworkPredictions','Expected
Outputs')

```

ภาคผนวก ค

**Performance Evaluation of the Cooling Tower
of the Blow Molding Machine**

TNI



Performance Evaluation of the Cooling Tower of the Blow Molding Machine

Bunjong Yaothanee^{#1} and Wipawadee Wongsuwan^{#2}

[#] Research Center of Advanced Energy Technology (RCAET)
Master Program of Engineering Technology, Faculty of Engineering, and Graduate School,
Thai-Nichi Institute of Technology (TNI), Bangkok, Thailand

¹sbme733@hotmail.com

²wipawadee@tni.ac.th

Abstract— This work aims to analyse the cooling tower performance of a blow molding machine. The self-developed cooling tower was expected to suit the heat rejection requirement of the machine. Heat was transferred from the machine to the hydraulic oil circuit, through the heat exchanger to the cooling water circuit connected to the cooling tower, and consequently from the cooling tower to ambient air. The experiments were conducted at the case study factory, to investigate relevant parameters of the cooling tower; i.e., cooling water flow rate ($0.5 - 2.5 \text{ kg s}^{-1}$), and spray nozzle's holes diameter (2.5, 3.0, 3.5 mm). About 4,320 time-series data sets, based on 5-min time intervals, from 15 experiments was analysed for the cooling tower *Range* and *Effectiveness*. The low water flow rate and small nozzle's holes diameter could provide better *Range* and *Effectiveness*, so that these conditions would be suggested for this cooling tower. Finally, the developed cooling tower characteristics database would benefit the factory for the future perspective in controlling the operation within the appropriated conditions.

Keywords— Cooling Tower, Energy efficiency, Blow molding machine

I. INTRODUCTION

In many processes, the cooling tower has played important roles, for example; power generation systems, chemical and petrochemical plants, refrigeration, air-conditioning systems, etc. The cooling tower could dissipate the waste heat from hot process streams into the ambient air by mass and heat transfer [1]. In a case study factory, the cooling tower is a very important part for heat rejection from the blow molding machine. The temperature of hydraulic oil must be maintained within the acceptable range as stated by the machine specification, so that adequate heat transfer rate is crucial.

Normally, the commercial cooling tower has at least typical size about 25 kW. However, the blow molding machine's load is quite small as compared to this magnitude. Therefore, the author intends to design the cooling tower that suitable for the existing load. The energy consumption in the cooling tower and the operating cost would be reasonable as well. The factory has expected that the research on the self-developed cooling tower in considering actual and practical circumstance, would bring about knowhow, in order to enhance lifelong learning and self-sustainable. Hopefully, this

would be a worthy example of the SME attempt in developing own knowhow. It would be not only benefit the knowledge base, but also encourage the other SMEs to develop their own cooling tower suitable for their machines load and requirements.

The design of the cooling tower was simple and cost-effective. It is inspired by the system normally found in the ice factory, using blowing fan to enhance water evaporation such like the evaporative cooling. However, much of water is lost due to too large fan in use. The case study factory has trial and error for many times until achieving the 1st prototype of the cooling tower without any fan, but applicable to the heat rejection load requirement of the blow molding machine. Nevertheless, the first prototype still has room for improvement in the view of compactness, product design, especially the energy effectiveness. This led to the objective of the research work presented in this paper. The experiment was conducted on the prototype of cooling tower to determine the cooling tower performance while operating with the blow molding machine.

II. COOLING TOWER

Cooling Tower (CT) could reduce the temperature of water by extracting heat from water and releasing to the atmosphere, based on some of water evaporation into a moving air stream [2]. As a result, the water remaining in the water basin of the cooling tower is cooled down significantly. Some research works found in the literatures describing the performance analysis of cooling tower [3–7]. However, is has not found any work discussing on the CT during its actual operation when equipped with the blow molding machine.

The cooling towers performance should be evaluated to assess present levels of approach and range identifying possibility of energy wastage. The Cooling Tower (CT) "Range" is the difference between the inlet and outlet water temperature. A high CT *Range* as in Eq. (1) means that the cooling tower has been able to reduce the water temperature efficiently [2].

$$CT \text{ Range} = T_{CT,i} - T_{CT,o} \quad (1)$$

Where,

$T_{CT,i}$ is the inlet water temperature of the cooling tower

$T_{CT,o}$ is the outlet water temperature of the cooling tower

The CT "Approach" as in Eq.(2) is the difference between the cooling tower outlet cold water temperature and ambient wet bulb temperature. The lower the approach implies the better cooling tower performance. Although, the "Approach" is a better indicator of cooling tower performance than the "Range", but in this research the CT Range is selected as one of the CT energy efficiency indicators.

$$CT \text{ Approach} = T_{CT,o} - T_{wb} \quad (2)$$

Where; T_{wb} is the wet bulb temperature of ambient air.

The cooling tower "Effectiveness" is the ratio between the range and the ideal range (in percentage), i.e. difference between cooling water inlet temperature and ambient wet bulb temperature, or $[Range / (Range + Approach)]$ as in Eq.(3).

$$CT \text{ Effectiveness (\%)} = \frac{T_{CT,i} - T_{CT,o}}{T_{CT,i} - T_{wb}} \times 100 \quad (3)$$

In brief, the cooling tower performance is principally evaluated by the calculated CT Range and CT Effectiveness.

III. EXPERIMENT

The experiment was conducted in a blow molding factory under the normal operation. The cooling tower designed similar to the water spraying unit was fabricated by components mostly available in the domestic market. The CT was assembled to the cooling circuit of the blow molding machine operated at usual production schedule. The LDPE 40-g plastic bottles were produced at the production rate about 20 pieces per second, so that only one cooling tower is sufficient to support heat rejection from one blow molding machine.

A. Blow Molding Machine

The blow molding machine from SINCO Technology (Model TL750) is depicted its photo in Fig.1. The blow mold for plastic bottle production (see also the mold and final products in Fig. 2), has to reject heat to hydraulic oil. The plastic bottle after production process and the final product (after filled by liquid glue) is illustrated in Fig. 2(b) and Fig.2(c). Rate of heat transfer to the hydraulic oil circuit (see Fig.3) must be sufficiently.

B. Heat Transfer Media Circuit

The hydraulic oil circulated in the 1st heat transfer loop as shown in Fig.3, passing through the blow molding machine, the hydraulic tank and the heat exchanger. The single line diagram of the hydraulic oil loop of the factory is depicted in Fig 4. The heat exchanger photos are shown in Fig.5. The heat exchanger is the shell and tube type without fins. The thermocouple type K sensors (blue cables) for measuring inlet and outlet oil and water are also shown in Fig.5.

Water as the 2nd loop of heat transfer media conveys heat from the heat exchanger to the cooling tower. The water is circulated by a water pump passing through the shell and tube oil cooler, the spray nozzle and the water basin. Water spraying is a mean to enhance heat and mass exchange from water to the flowing ambient air to cool down water, while a part of water is evaporated.

C. Spray Nozzle

Normally, the plastics nozzles are widely used for the cooling tower that many nozzles are made of PVC, ABS, polypropylene, and glass-filled nylon [2]. The typical cooling tower operation is depicted in the schematic diagram of Fig.6. Cooling water from the heat exchanger is sprayed by the spray nozzles down to the water basin, while ambient air is free or forced counter and upright flow, to exchange heat and mass with cooling water. The fan is normally installed above the spray nozzle to pull air updraft, however, in the research the air is naturally flow without fan to save energy. The operation of the cooling tower prototype having a spray nozzle to distribute water down to the water basin is illustrated in Fig.7.

The spray nozzle as shown in Fig.8 was simple but work, and modified from the commercial plastic "super lock box"; having dimension about 200 mm x 200 mm x 80 mm. It is cost effective that the price is only 250 Bt per box. Three boxes cover is screwed to many holes, each having holes diameter about 2.5, 3.0 and 3.5 mm, respectively. The adjacent holes are spaced by 10 mm resulting in at least 17 x 17 holes. Advantages of the developed spray nozzle from the super lock are; (1) market available, (2) cost effective, (3) easier operation (assemble/dissemble) and maintenance, and (4) without oxidation such like metal nozzle.

D. Instrumentation

The measurement of the temperatures at various locations within the hydraulic oil and water circuits is illustrated in Fig.3. There are 7 measuring points; inlet and outlet temperatures of hydraulic oil and water of the heat exchanger (4 points), water temperature inside the spray nozzle (1 point), ambient temperature (1 point), and cooled water temperature in the basin (1 point). In the first research phase, merely measured values from water side are in use. The temperature sensor cable, thermocouple type K, was connected to the Data logger (YOKOKAWA MW100), recording temperatures every 1-min and 5-min intervals. The dry bulb and wet bulb temperature of ambient air was also measured by the hygrometer. Cooling water flow rate was maintained constant so that it was measured at once by simple water weighting and time recording method. Voltage and current of the water pump are measured to evaluate power consumption. Signal from the data logger was transferred to the laptop for online and real time data recording as shown in Fig.9.

E. Operation of Experimental Unit

The experimental unit is operated based on the normal production schedule. The production period is depended on

the customer order. However, the system is normally operating continuously for long until the order is fulfilled. The hydraulic oil circulation through the blow molding machine and the cooling water circulation through the cooling tower are essentially under steady state condition, so that oil and water flow rate remains constant. Nevertheless, the fluctuation of all of measured temperatures is notable, resulting in varied CT range, approach and effectiveness during experiment.

In the preliminary experiment, the cooling tower run as usual operation, and the temperature data was collected for primarily evaluation of the system performance, and for the design of full experiment.

There are two major variables in consideration: size of holes of spray nozzle (2.5, 3.0, 3.5 mm diameter) and cooling water flow rate (0.5, 1.0, 1.5, 2.0, and 2.5 kg s^{-1}). In particular experiment, the water flow rate and diameter of the spray nozzle holes are kept constant. This lead to 15 experiments specified as data sets, (diameter in mm, flow rate in kg s^{-1}): i.e., (2.5, 0.5), (2.5, 1.0), (2.5, 1.5), (2.5, 2.0), (2.5, 2.5), (3.0, 0.5), (3.0, 1.0), (3.0, 1.5), (3.0, 2.0), (3.0, 2.5), (3.5, 0.5), (3.5, 1.0), (3.5, 1.5), (3.5, 2.0), (3.5, 2.5).

Then, measured temperatures in each 5-min interval were averaged for calculation of inlet and outlet water temperature, wet bulb temperature of ambient air, CT Range and CT Effectiveness, resulting in a number of time-series data patterns, starting from time-series no. 1 averaged during 12:00 – 12:05 period until the last time-series no. 288 from 11:55 – 12:00 hr. Therefore, there were $288 \times 15 = 4,320$ data sets. However, the data recording system was accidentally malfunctioning in some periods, so that some data might be screened out.



Fig. 1 The Blow Molding Machine from the SINCO Technology (Model TL750) operated in the experiments.

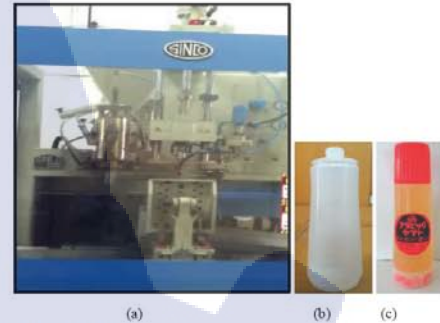


Fig. 2 The close up photo of (a) the mold of the blow molding machine as heat source of the cooling tower, (b) plastic bottle, (c) final product.

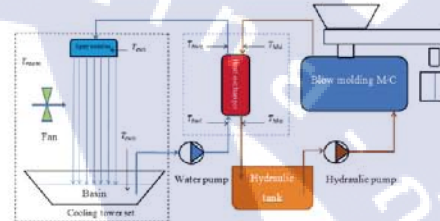


Fig. 3 Schematic diagram of the cooling loop of the blow molding machine showing hydraulic oil and water circuits.

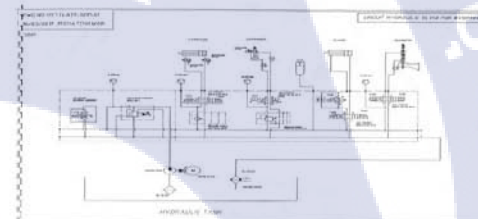


Fig. 4 Schematic diagram of hydraulic circuit.

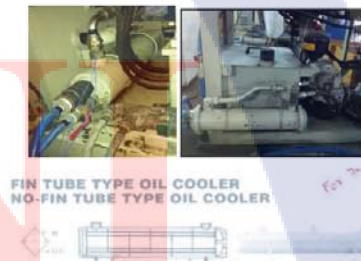


Fig. 5 Heat Exchanger of the blow molding machine

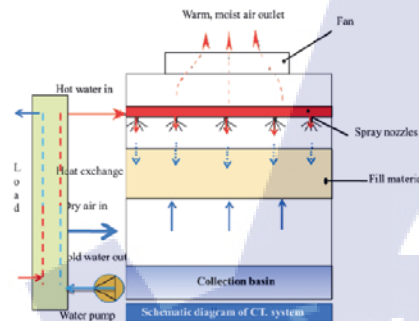


Fig. 6 Schematic diagram of the principle of the typical cooling tower.

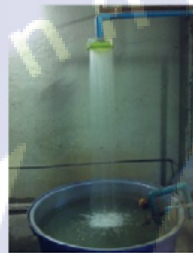


Fig. 7 The simple design of the cooling tower for the experiment.



Fig. 8 The super lock box modified to be spray nozzle of the cooling tower (with 2.5, 3.0, 3.5 mm holes)



Fig. 9 Data logger YOKOGAWA MW100, thermocouple type K, and laptop for temperature measurements.

IV. RESULTS AND DISCUSSION

Analysis of experimental results is described by the following 4 sections; (A) Preliminary test, (B) Time-series test results: CT *Range*, (C) Time-series test results: CT *Effectiveness*, and (D) Energy efficiency evaluation.

A. Preliminary Test

The experimental data was firstly analyzed to evaluate the cooling tower performance when performing usual heat removal function for the blow molding machine. The preliminary test was carried out to pretest the cooling tower characteristics. Water flow rate is kept constant at 5 kg/s. The temperature profile of the cooling water temperatures at the spray nozzle ($T_{cw, upper}$) and in the water basin ($T_{cw, lower}$), and their differences (dT_{cw}), are depicted in Fig.10. It is obviously shown that temperature difference or the CT "*Range*" is too small, approximately 0.1 – 0.3 °C (averaged to 0.22 °C), showing poor performance of the cooling tower during the normal operation.

The CT *effectiveness* was estimated to 7.6%, which is considerably poor performance. Consequently, the heat removal rate by cooling tower in Watt was calculated by Eq. (4). The rate of heat transfer from water to air was within the range 2.1 – 6.3 kW that is averaged to 4.7 kW. Thus, this low heat load result would endorse the fact that the commercial cooling tower, having at least 25 kW capacities, would not be applicable to the heat removal application for the blow molding machine due to oversizing reason.

Then, the water flow rate was reduced from 5 kg.s⁻¹ and then varied between 1.0 – 3.4 kg.s⁻¹. The power consumption of the water pump (see Fig.6) was measured. Table 1 summarizes the preliminary test result, showing current, voltage and power input to the water pump. The current consumed by pump varied from 2.3 – 2.7 A, resulting in power consumption between 0.51 – 0.59 kW. Within the operating range of water flow rate, the power consumption is proportional to flow rate as illustrated in Fig. 11. The linear equation from curve fitting, with R-square about 0.9858, showing relation between power consumption and water flow rate, is given in Eq. (5).

$$\dot{Q}_{CT} = \frac{\int_0^t (\dot{m}_{cw} \cdot C_{pw} \cdot (T_{cw, upper} - T_{cw, lower})) dt}{\Delta t} \quad (4)$$

$$P = 34.821 \cdot \dot{m}_{cw} + 475.44 \quad (5)$$

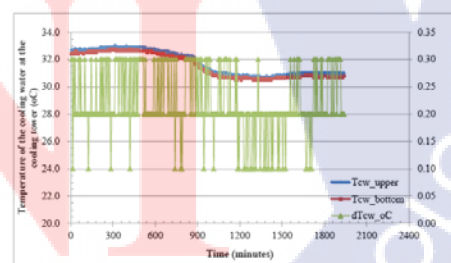


Fig. 10 Temperature profiles of the preliminary test of the cooling tower

Table 1 Preliminary test by varying mass flow rate of the cooling water pump

Lab No.	Water mass (kg)	Time (sec)	Flow rate (kg/s)	Current (A)	Voltage (V)	Pump Power (W)
1	30	30	1.0	2.3	220	506
2	20	15	1.3	2.4	220	528
3	22	10	2.2	2.5	220	550
4	17	5	3.4	2.7	220	594

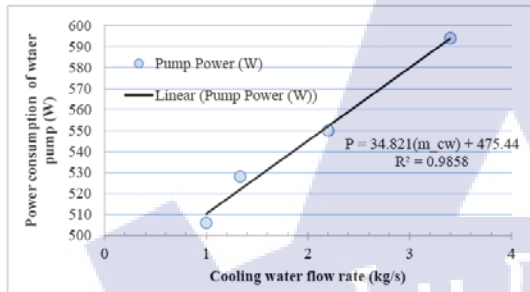


Fig. 11 The cooling water pump performance

At the water flow rate 1 kg/s , the pump consumed electrical energy of 0.59 kW while the thermal energy removed from cooling water was about 0.93 kW_{th} (temperature reduction of water $0.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$), conforming to 184% energy upgrading. If the cooling tower non-stop operated for 24 hour, heat released to ambient air would be approximately $80,500 \text{ kJ}_{th}$. Theoretically, the daily evaporation loss of the CT due to water evaporation into air is only 34.6 L that cost 0.55 Baht per day, based on water transfer from to air about 1.8 m^3 per 10^6 kcal of heat transfer. However, the actual evaporation loss estimated by Eq.(6), was $0.04 \text{ m}^3/\text{day}$ that cost to 0.63 Baht/day [2].

$$EL = 0.00085 \times 1.8 \times \text{Circulation rate}[\text{m}^3/\text{hr}] \times \text{Range} \quad (6)$$

The result from preliminary test was used as guideline to design the time-series experiments as discussed in the next section, by varying nozzle's diameter and water flow rate.

B. Time-series Test Results: CT Range

The experimental result as time-series of cooling tower characteristics in term of CT Range, in the base case of nozzle's holes diameter about 2.5 mm and water flow rate about 0.5 kg/s , is illustrated as surface plot in Fig.12. The plot is between inlet cooling water temperature ($T_{CT,i}$), ambient wet bulb temperature (T_{wb}) and CT Range in $^{\circ}\text{C}$. The maximum value of the CT Range for each array of $T_{CT,i}$ and T_{wb} is shown. When the inlet cooling water varied from $28.8 - 33.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ and the web bulb temperature of ambient air was between $25.4 - 28.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, the magnitude of CT Range was between $0.52 - 0.88 \text{ }^{\circ}\text{C}$. It is obviously shown that CT Range was mostly found between $0.64 - 0.82 \text{ }^{\circ}\text{C}$, when the T_{wb} was $25.9 - 26.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$. In case of higher $T_{CT,i}$, it could expect the larger CT Range. In contrary, the larger T_{wb} led to the lower CT Range.

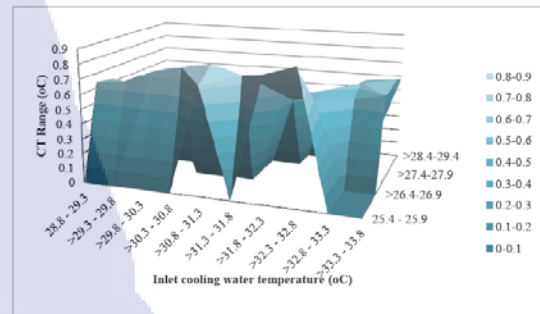


Fig. 12 Surface plot of the CT Range of the cooling tower (in case of 2.5 mm spray nozzle's holes diameter, water flow rate 0.5 kg/s)

The variation of CT Range with time in case of different water flow rate ($0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ and 2.5 kg/s) are plotted in Fig.13 – Fig.15, for 3 sizes of spray nozzle's holes diameter ($2.5, 3.0$, and 3.5 mm). It could be summarized that lower water flow rate brings about larger CT Range. However, the CT Range is fluctuated in the narrow range in case of higher water flow rate ($1.5 - 2.5 \text{ kg/s}$). The similar trends have seen from Fig. 13 through Fig.15 corresponding to the fact that smaller mass flow rate would enlarge magnitude of the temperature difference, if the same amount of sensible heat was transferred.

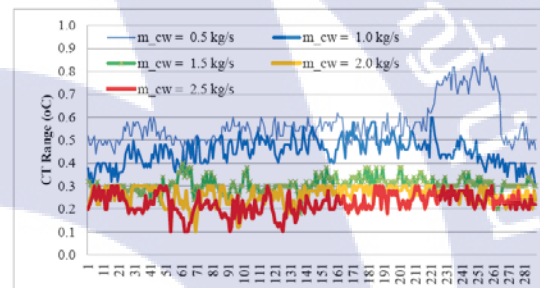


Fig. 13 Variation of CT Range in case of spray nozzle's holes diameter = 2.5 mm , water flow rate about $0.5, 1.0, 1.5, 2.0$, and 2.5 kg/s

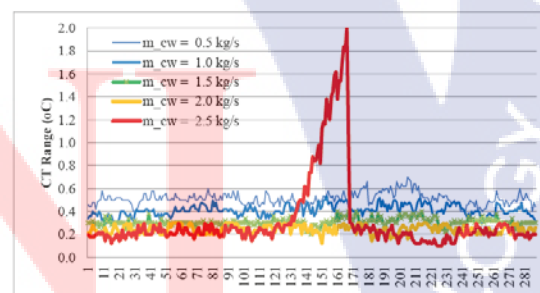


Fig. 14 Variation of CT Range in case of spray nozzle's holes diameter = 3.0 mm , water flow rate about $0.5, 1.0, 1.5, 2.0$, and 2.5 kg/s

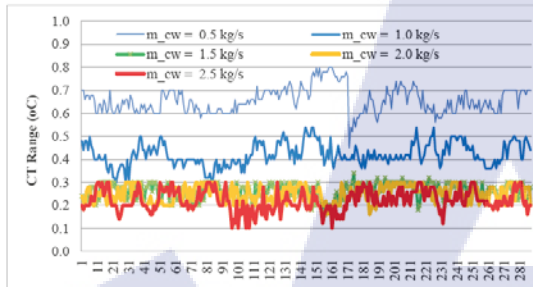


Fig. 15 Variation of CT Range in case of spray nozzle's holes diameter = 3.5 mm, water flow rate about 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, and 2.5 kg/s

It should be noted that the CT Range at the 2.5-kg.s⁻¹ flow rate could significantly rise to 2.0 °C for one period (12:30 – 14:00 hr), in case of 3.0 mm of the nozzle's holes diameter. This condition is somewhat interesting, and should be noted as an appropriate operating condition of the cooling tower; 31.3 °C < T_{CT,i} < 31.6 °C, 29.5 °C < T_{CT,o} < 30.5 °C, 32 °C < T_{db} < 33.2 °C, and 26.8 °C < T_{wb} < 27.5 °C. Nevertheless, it is impossible to control the ambient air condition (T_{db} and T_{wb}). In contrary, it might be possible to control in inlet water temperature of the cooling tower.

In comparison among 3 sizes of nozzle's holes diameter (2.5, 3.0, and 3.5 mm), the diameter 3.0 mm provided opportunity to achieve largest CT Range at high water flow rate about 2.5 kg.s⁻¹. However, at lowest water flow rate 0.5 kg.s⁻¹, the case of 3.5-mm diameter could result in better CT Range fluctuated within 0.6 – 0.7 °C. In case of smallest spray nozzle's hole diameter about 2.5-mm, at water flow rate 1.0 kg.s⁻¹, the CT Range varies satisfactory between 0.4 – 0.5 kg.s⁻¹.

Cooling towers are usually specified to cool a certain flow rate from one temperature to another temperature at a certain wet bulb temperature [2]. However, this simple cooling tower was specially designed to serve the blow molding machine, without specifying the certain operating condition. Well, it is possible to identify the certain values based on the experimental results. Therefore, this cooling tower should be specified to cool 1.8 – 9.0 m³.h⁻¹ of water from T_{cw,i} 31.1 °C to T_{cw,o} 30.8 °C, at the wet bulb temperature (T_{wb}) about 25.8 °C, so that the CT Range about 0.36 °C could be expected.

C. Time-series Test Results: CT Effectiveness

Similarly, the CT energy performance could be evaluated by CT Effectiveness values calculated by Eq.(3). The variation of CT Effectiveness with time of all analyzed time-series data, in case of 2.0 mm, 2.5 mm and 3.0 mm diameter, by varying water flow rate from 0.5 to 2.5 kg.s⁻¹, are depicted by Fig.16 to Fig.18. It is seen that most of the CT Effectiveness fluctuated in a narrow range and lower than 10%. From Fig.17 and Fig. 18, at larger nozzle's holes diameter (3.0 and 3.5 mm), and the higher cooling water flow rate 1.5 – 2.5 kg.s⁻¹, the CT Effectiveness was varying closed to 5%, considerably

poor performance. In Fig. 16, the smallest nozzle's holes diameter (2.5 mm) provided larger averaged CT Effectiveness at all water flow rate.

The surface plot of the CT Effectiveness in the selected case of 3.0 mm holes diameter and 1.0 kg.s⁻¹, is shown in Fig.19. The higher inlet water temperature of cooling tower, under the condition of higher wet bulb temperature, the higher CT Effectiveness could be expected, corresponding to the peak value found in Fig.17.

D. Energy Efficiency Evaluation

The energy efficiency of the cooling tower is mainly determined by two indicators; CT Range and CT Effectiveness. In brief, the energy efficiency of CT, analysed from approximately 4,320 sets is summarized in Table 2. It could be concluded that the spray nozzle's holes diameter influence much on the CT efficiency; the larger diameter giving larger CT Range, however, providing lower CT Effectiveness.

The relation between the CT Effectiveness and the CT Range is plotted in Fig. 20. In general, the higher CT Effectiveness was based on higher CT Range. It could be also found out that 2.5-mm holes diameter tends to provide better magnitude of CT Effectiveness. Thus, it should suggest selecting the 2.5-mm spray nozzle's holes diameter for the cooling tower in order to achieve high CT Effectiveness.

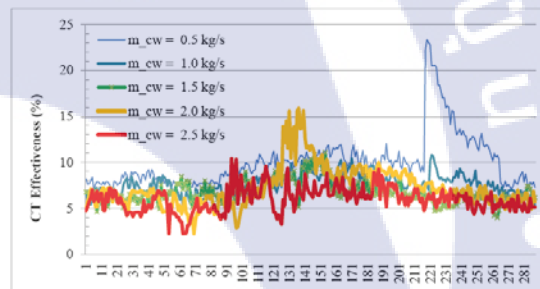


Fig. 16 Variation of CT Effectiveness in case of spray nozzle's holes diameter = 2.5 mm, water flow rate about 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, and 2.5 kg/s

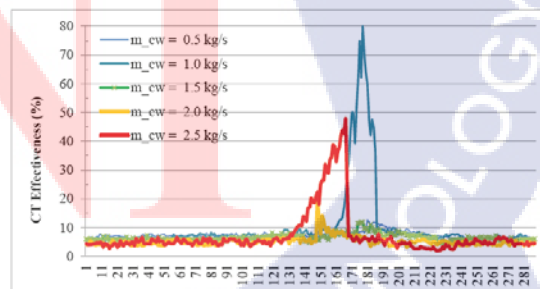


Fig. 17 Variation of CT Effectiveness in case of spray nozzle's holes diameter = 3.0 mm, water flow rate about 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, and 2.5 kg/s



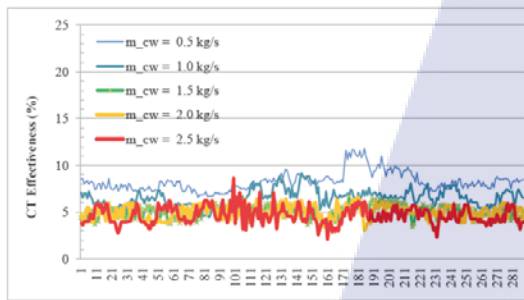


Fig. 18 Variation of CT Effectiveness in case of spray nozzle's holes diameter = 3.5 mm, water flow rate about 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, and 2.5 kg/s

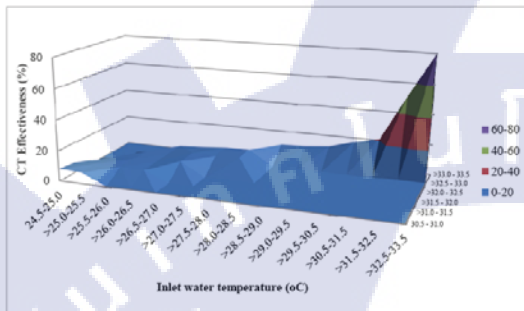


Fig. 19 Surface plot of the CT Effectiveness of the cooling water (in case of 3.0 mm spray nozzle's holes diameter, water flow rate 1.0 kg/s)

Table 2 Energy efficiency the cooling tower

No.	Spray nozzle diameter Ø (mm)	Water flow rate (kg/s)	CT Range (°C)	CT Effectiveness (%)
1	2.5	0.5 – 2.5	0.20 – 0.58	6 – 8
2	3.0	0.5 – 2.5	0.20 – 0.57	5 – 7
3	3.5	0.5 – 2.5	0.20 – 0.68	4 – 6

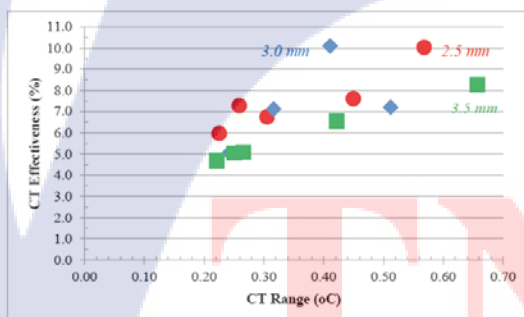


Fig. 20 CT Effectiveness vs. CT Range in case of 2.5, 3.0 and 3.5 mm spray nozzle holes' diameters.

V. CONCLUSIONS

The blow molding machine, during the operation, required heat rejection from the hydraulic oil. Hydraulic oil transfers heat to the cooling water through the shell and tube heat exchanger. Therefore, the self-developed cooling tower, having about 1-kW capacity, was developed, tested for the performance and adjusted to match the load requirement of the blow molding machine. The cooling tower was specified to cool $1.8 - 9.0 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ of water from inlet cooling water about 31.1°C to outlet cooling water about 30.8°C , at the wet bulb temperature about 25.8°C . The test of cooling tower were carried out for 15 cases, leading to time-series 4,320 data patterns, varying spray nozzle's holes diameter ($2.5 - 3.5 \text{ mm}$) and water flow rate ($0.5 - 2.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). The experimental data analysis could provide cooling tower characteristics database, and resulting in two important energy efficiency indicators; CT Range and CT Effectiveness. The lower water flow rate obviously gave better CT Range. The smallest nozzle's holes diameter (2.5 mm) provided larger averaged CT Effectiveness at all water flow rate. Therefore, the low water flow rate and small nozzle's holes diameter are appropriate operating conditions of this cooling tower. The energy efficiency could be identified by the approach described in this research successfully. In the future perspective, the characteristics data pattern of CT can be used to develop the predictive model to benefit the control of CT operation within an appropriated condition.

ACKNOWLEDGEMENT

The research fund from the Thai-Nichi institute of technology (TNI) is acknowledged for financial support. The authors would like also to express their gratitude to the staff of the SBM Company for their helpfulness in data collection.

REFERENCES

- [1] Tian-Hong Pan, Shyan-Shu Shieh, Shi-Shang Jang, Wen-Hung Tseng, Chan-Wei Wu, Jenq-Jang Ou, "Statistical multi-model approach for performance assessment of cooling tower", *Energy Conversion and Management*, vol. 52, p. 1377 – 1385, 2011.
- [2] UNEP, Energy Efficiency Guide for Industry in Asia – www.energyefficiencyasia.org, Electrical Energy Equipment: Cooling Towers, Cooling Towers.
- [3] Kloppers JCKröger DG., "Cooling tower performance evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU methods of analysis", *J Eng Gas Turb Power*, vol.127(1), p.1–7, 2005.
- [4] Goshayshi HR, Missenden JF, "The investigation of cooling tower packing in various arrangements", *Appl Therm Eng*, vol. 20(1), p. 69–80, 2000.
- [5] Milosavljevic N, Heikkilä P., "A comprehensive approach to cooling tower design", *Appl Therm Eng*, vol. 21(9), p. 899–915, 2001.
- [6] Lemouari M, Boumazza M, Mujtaba IM, "Thermal performances investigation of a wet cooling tower", *Appl Therm Eng*, vol. 27(5/6), p. 902–9, 2007.
- [7] Cortinovis GF, Paiva JL, Song TW, Pinto JM., "A systemic approach for optimal cooling tower operation", *Energy Convers Manage*, vol. 50(9), p. 2200–2209, 2009.