

การส่งเสริมค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดด้วยเครื่องทำน้ำเย็นแบบ ระบายความร้อน

An Improvement of Tubular-Ice Making Machine

Coefficient of Performance with a Commercial Water Chiller

พงศ์ธร ญาติพร้อม และ อนุสรณ์ ชินสุวรรณ*

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยขอนแก่น ในเมือง เมือง ขอนแก่น 40002

Pongthorn Yartprom and Anusorn Chinsuwan*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Nai Mueang, Mueang, Khon
Kaen, 40002, Thailand

*Corresponding Author E-mail: pongthorny@kkumail.com

Received: Oct 14, 2022; Revised: Dec 21, 2022; Accepted: Dec 22, 2022

บทคัดย่อ

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance, COP) ของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด โดยใช้เครื่องทำน้ำเย็นเชิงพาณิชย์และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในการลดอุณหภูมิน้ำป้อน การวิจัยทำโดยพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการทำนายการลดอุณหภูมิเบื้องต้น เมื่อเปรียบเทียบกับผลทดสอบกับการจำลองทางคณิตศาสตร์แล้วมีค่าใกล้เคียงกัน แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถทำนายผลสมรรถนะทางความร้อนได้ดี โดยรูปแบบการไหลแบบน้ำป้อนไหลวนให้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (ϵ) สูงกว่าแบบน้ำป้อนไหลผ่านที่จำนวนหน่วยของการถ่ายเท (NTU) ที่เท่ากันในทุกๆ อัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็น (w_r) เมื่อนำระบบให้ความเย็นล่วงหน้ามาทดสอบร่วมกับเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดแล้ว พบว่า ที่เครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดขนาด 50 ton/day เมื่อระบบทำอุณหภูมิน้ำป้อนที่ 12°C โดยที่ไม่ทำให้อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเกินกว่าค่ากำหนดของเครื่องผลิตน้ำเย็น โดยทั่วไปที่ 12.78 แล้ว $^{\circ}\text{C}$ สามารถลดเวลาการทำงานในหนึ่งรอบการผลิตได้ 9.1 นาที, ลดการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมได้ 7.47 kW-h, COP เพิ่มขึ้นจาก 1.89 เป็น 2.48 จากระบบการผลิตเดิม แบบจำลองนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับการทำงานแบบรอบการผลิตที่ต้องการแลกเปลี่ยนพลังงานล่วงหน้าได้

คำสำคัญ: รอบการผลิต, การผลิตน้ำแข็งหลอด, เครื่องทำน้ำเย็น, ระบบให้ความเย็นล่วงหน้า

Abstract

The purpose of this study is to increase the coefficient of performance (COP) of the tube ice maker by using commercial water chillers and plate heat exchanger. The research was done by developing a mathematical model for predicting the thermal behavior of a pre-cooling system. By comparing predicted temperatures with measured temperatures, it is seen that both are agreed well and mathematical models can be used to predict thermal performance. The circulating water flow model provides a higher effectiveness (ϵ) at the same number of transfer units (NTU). with a certain heat capacity rate ratio of the feed water to the chilled water (w_r). The pre-cooling system was tested with the tube ice machine. It was found that when the system reduces the feed water temperature to

12°C with the temperature of return water to chiller not more than that required by commercial water chillers at 12.78 °C , the batch time can be reduced by 9.1 minutes, increase overall power consumption can be reduced by 7.47 kw·h and COP can be increased from 1.89 to 2.48. This resulted could be applied to pre-cooling or pre-heating of any batch production process.

Keywords: Batch process, Tubular ice maker, Commercial water chiller, Precooling system

1. บทนำ

สำหรับประเทศไทยซึ่งเป็นเมืองร้อน มีความนิยมใช้น้ำแข็งสำหรับอุปโภคบริโภค โดยน้ำแข็งที่มีการผลิตในประเทศ มีน้ำแข็งหลอด น้ำแข็งซอง และน้ำแข็งบด โดยขึ้นอยู่กับรูปแบบการนำไปใช้ น้ำแข็งหลอดเป็นที่นิยมใช้สำหรับใส่เครื่องดื่ม แห่อาหารตามร้านอาหารตามสั่ง หรือร้านอาหารทั่วไป เป็นน้ำแข็งที่คนส่วนใหญ่ใช้ในการอุปโภคบริโภคมากที่สุด และเป็นที่ต้องการอย่างมากในฤดูร้อน

น้ำแข็งหลอด มีลักษณะเป็นทรงกระบอกกลวง มีหลายขนาด ตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องผลิตน้ำแข็ง โดยขั้นตอนการผลิตน้ำแข็งคือการนำน้ำสะอาดที่อุณหภูมิห้องปกติที่ผ่านการกรอง นำมาผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell and tube heat exchanger) ที่มีแอมโมเนียซึ่งเป็นสารทำความเย็นไหลฝั่งเปลือก ทำให้น้ำที่ไหลผ่านผิวด้านนอกท่อในแนวตั้งเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะจากของเหลวเป็นของแข็งซึ่งคือน้ำแข็งเกาะรอบผิวท่อ จนกระทั่งได้ขนาดของน้ำแข็งตามที่ต้องการ น้ำแข็งก็จะไหลออกมาสู่เครื่องตัดน้ำแข็งหลอดและส่งสู่ผู้บริโภคต่อไป

ในการผลิตน้ำแข็งหลอดนั้นแบ่งออกเป็นสองช่วง คือช่วงที่ให้ความเย็นกับน้ำจนน้ำมีอุณหภูมิต่ำลง ซึ่งเป็นช่วงที่มีการทำความเย็นแบบความร้อนสัมผัส (Sensible heat) และช่วงที่มีการทำความเย็นแบบความร้อนแฝง (latent heat) การให้ความเย็นในช่วงความร้อนสัมผัสนั้นไม่จำเป็นต้องอาศัยการทำงานภายในเครื่องผลิตน้ำแข็งเพื่อลดอุณหภูมิ น้ำป้อน ดังนั้นการเตรียมน้ำป้อนให้มีอุณหภูมิลดลงก่อนป้อนเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็งจึงเป็นวิธีที่จะสามารถลดการใช้พลังงานในการผลิตน้ำแข็ง และทำให้ลดระยะเวลาในหนึ่งรอบการผลิตลง ส่งผลให้ปริมาณน้ำแข็งที่ได้เพิ่มขึ้น อ้างอิงจากเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดขนาด 30-50 ton/day ที่อุณหภูมิ น้ำป้อนที่ 30°C ผลผลิตจะเพิ่มขึ้น 1%

ต่ออุณหภูมิ น้ำป้อนที่ลดลงทุกๆ 1°C [1]

มีงานวิจัยที่ศึกษาสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดเช่น การปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิตน้ำแข็งหลอดโดยเปรียบเทียบระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเปลือกและแบบท่อสองชั้นแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำป้อนและไอของสารทำความเย็น [2] โดยดัดแปลงระบบผลิตเดิมเพื่อติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดและคอมเพรสเซอร์ของสารทำความเย็น พบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเปลือกที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่มากกว่ามีประสิทธิภาพดีกว่า โดยหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็นเท่ากับ 1.66 จาก 1.33 ปริมาณการผลิตเพิ่มเป็น 26.79 จาก 22.43 ton/day ลดระยะเวลาในหนึ่งรอบการผลิตลงได้ 7 นาที และสามารถลดการใช้ไฟฟ้าไปได้ 17.1%

ศึกษาการเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงาน และอัตราการพลังงานต่อหน่วยการผลิตระหว่างท่อเรียบและท่อติดครีبد้านนอกท่อทำน้ำแข็งของกระบวนการผลิตน้ำแข็งหลอด[3] พบว่า การติดครีบท่อส่งผลให้รอบการผลิตน้ำแข็งมีค่าลดลงประมาณ 10% เมื่อกำหนดให้ความหนาของน้ำแข็งหลอดเท่ากับ 13 มิลลิเมตร ในกรณีท่อเรียบ มีรอบการผลิตเท่ากับ 29.4 นาที ในขณะที่ท่อติดครีบกานาน 6, 8 และ 10 ครีบท่อนี้มีรอบการผลิตเท่ากับ 25.7, 25.3 และ 25.0 นาทีตามลำดับ โดยพลังงานที่ใช้ต่อรอบการผลิตน้ำแข็งและอัตราการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตเฉลี่ยในหนึ่งรอบการผลิตระหว่างกรณีท่อเรียบ และท่อติดครีบท่อ มีค่าใกล้เคียงกัน แสดงถึงประสิทธิภาพของการใช้พลังงานที่ใกล้เคียงกัน การเพิ่มครีบท่อทำให้พื้นที่ผิวสัมผัสมีค่ามากขึ้นและสามารถถ่ายเทความร้อนออกจากท่อทำน้ำแข็งได้ แต่การเพิ่มครีบท่อจาก 6 ครีบท่อนี้เป็น 10 ครีบท่อนี้หรือคิดเป็นจำนวนครีบท่อที่เพิ่มขึ้นประมาณ 70% สามารถลดเวลาต่อ

หนึ่งรอบการผลิตลงได้เพียง 0.7 นาที หรือ 2% เท่านั้น พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น มีผลช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนสัมผัส แต่เมื่อน้ำแข็งหลอดเริ่มมีความหนาที่ 4 มิลลิเมตรขึ้นไป ความหนาของน้ำแข็งจะทำให้สภาพเป็นตัวต้านทานความร้อนมากขึ้น แนวโน้มการก่อตัวของน้ำแข็งจะใกล้เคียงกับการทดลองที่ไม่ติดครีบ การเพิ่มครีบเกินความจำเป็นจึงไม่ได้เป็นการเพิ่มผลผลิตตามที่ต้องการ เช่นเดียวกับที่ทดลองเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดโดยใช้การติดตั้งครีบหยักบนท่อผลิตน้ำแข็งหลอด [4] เพิ่มประสิทธิภาพการผลิตน้ำแข็งหลอดโดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสำหรับระบบการผลิตน้ำแข็งหลอดที่มีกำลังการผลิต 50 ton/day [5] โดยทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ตั้งแต่ 0.5 ถึง 3 นิ้ว โดยกำหนดขนาดความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไว้ที่ 34 เมตรสูบน้ำป้อนผ่านท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งในอ่างน้ำทิ้ง โดยใช้เทคนิค Computational Fluid Dynamics โปรแกรม FLUENT 6.3 ซึ่งเป็นเทคนิคการประมาณค่าในรูปแบบไฟไนต์วอลุ่ม ในการวิเคราะห์และจำลอง พบว่าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนขนาด 2 นิ้ว เป็นขนาดที่เหมาะสมที่สุด โดยปริมาณการไหลของน้ำป้อนอยู่ที่ 51.4 ton/hr.สามารถลดอุณหภูมิ น้ำป้อนจาก 28°C ลงเหลือ 22°C เวลาต่อหนึ่งรอบการผลิตลดลง 2.75 นาที

มีงานวิจัยที่ใช้เทคนิคประสิทธิภาพทางความร้อนและจำนวนหน่วยของการถ่ายเท (effectiveness-NTU) โดยใช้สองตัวชี้วัดนี้เพื่อกำหนดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและอัตราส่วนการไหลระหว่างสารให้เหมาะสมในการนำพลังงานเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ [6–8] กำหนดขนาดแหล่งแลกเปลี่ยนพลังงานและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับการทำงานภายใต้เวลาที่กำหนด[9],[10] รวมถึงใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการทำนายพฤติกรรมทางความร้อน

ข้อสังเกตที่ได้จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นพบว่า ทั้งการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและการลดอุณหภูมิ น้ำป้อน ส่งผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of

Performance, COP) ของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดที่ปกติมีค่าอยู่ที่ 1.3–1.8 มีค่าสูงขึ้น แต่ยังมีข้อจำกัดในส่วนของ การคัดแปลงหรือเพิ่มอุปกรณ์เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด ทำให้ยากต่อการนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องผลิตน้ำแข็งขนาดอื่นๆ และแหล่งแลกเปลี่ยนพลังงานที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำป้อนมีปริมาณที่จำกัด

ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ในการสร้างระบบประหยัคพลังงานที่จะลดอุณหภูมิ น้ำป้อนก่อนเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดกับน้ำเย็นจากเครื่องผลิตน้ำเย็น ที่มี COP อยู่ที่ 3.5 และใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากหลักการ effectiveness-NTU ในการกำหนดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและการทำงานของระบบเพื่อให้ได้กระบวนการผลิตน้ำแข็งหลอดที่มี COP สูงขึ้นจากการใช้เครื่องจักรที่มีประสิทธิภาพที่สูงกว่ามาส่งเสริมกระบวนการผลิต และได้ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนภายนอกเครื่องผลิตน้ำแข็ง ที่มีขนาดที่เหมาะสมบำรุงรักษาได้ง่าย มีเสถียรภาพสูง สามารถนำไปใช้เป็นระบบต้นแบบเชิงพาณิชย์และนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดได้ทุกขนาด

2. เงื่อนไขการทดลอง

การศึกษาเริ่มจาก การศึกษาระบบเดิม เพื่อให้ได้รายละเอียดของระบบการทำงานและสามารถทำงานร่วมกับระบบที่จะทำในงานวิจัยได้ สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ตามแผนผังการไหลและเปรียบเทียบความถูกต้องของการจำลองโดยการทดสอบเบื้องต้นในห้องปฏิบัติการ พร้อมกับทดลองจริง ณ สถานที่ปฏิบัติการ ห้างหุ้นส่วนจำกัด โรงงานน้ำแข็งสมชัย จังหวัดขอนแก่น

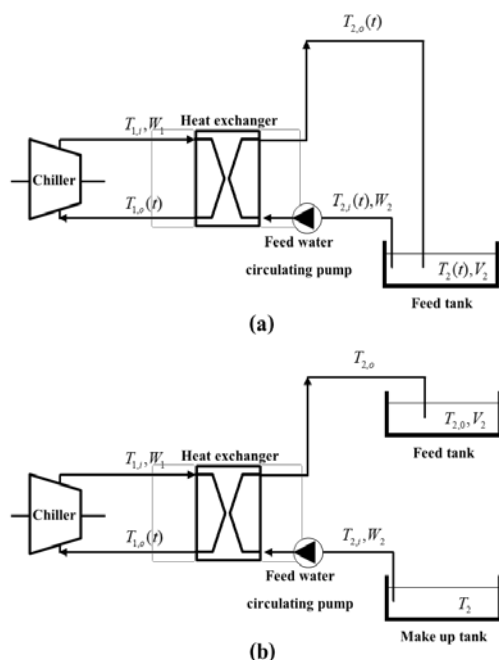
2.1 ออกแบบระบบการไหลของน้ำป้อนก่อนจ่ายเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดเดิม

ข้อมูลของระบบเดิมจะเป็นตัวกำหนดการออกแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อให้สามารถทำงานร่วมกันได้ โดยประกอบไปด้วย กำลังการผลิตของเครื่อง, เวลาในการผลิตแต่ละรอบการผลิต, ปริมาณน้ำป้อนและอุณหภูมิของน้ำป้อนข้อมูลดังกล่าวมีรายละเอียดตามตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ข้อมูลของเครื่องผลิต ณ สถานที่ปฏิบัติการ

กำลังการผลิต (ton/day)	ระยะเวลารอบ การผลิต(min)	ปริมาณน้ำ ป้อน (l)	อุณหภูมิของ น้ำป้อน ($^{\circ}\text{C}$)
30	38	810	29.8
50	41	1,380	28.7
60	45	1,690	28.9

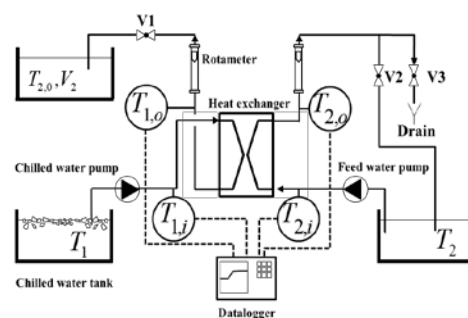
เมื่อพิจารณาจากข้อมูลระบบเดิม รูปแบบที่เป็นไปได้ของระบบที่ใช้ในการลดอุณหภูมิของน้ำป้อนก่อนจ่ายเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด สามารถจำแนกได้เป็น รูปแบบน้ำป้อนไหลวน และรูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน ดังรูปที่ 1 โดยระบบประกอบไปด้วย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น, ถังน้ำเย็น, บั๊มน้ำเย็น และบั๊มน้ำป้อน โดยระบบน้ำป้อนไหลวน น้ำป้อนหลังแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นแล้ว จะไหลเวียนกลับยังถังน้ำเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนใหม่ อุณหภูมิน้ำป้อนในรูปแบบนี้จะเปลี่ยนแปลงตามเวลาการเดินระบบ ส่วนรูปแบบน้ำป้อนไหลผ่านจะมีถังพักน้ำป้อน เพื่อรองรับน้ำป้อนหลังแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็น อุณหภูมิน้ำป้อนจะไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาการเดินระบบ



รูปที่ 1 ระบบลดอุณหภูมิของก่อนจ่ายเข้าเครื่องผลิต (a) รูปแบบน้ำป้อนไหลวน (b) รูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน

2.2 ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ

ผังการการไหลของเครื่องมือทดสอบเป็นไปดังรูปที่ 2 อุปกรณ์ในการทดสอบถูกประกอบให้สามารถทดสอบได้ทั้งรูปแบบน้ำป้อนไหลวน และ รูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน ถังน้ำเย็นใช้จำลองการทำงานของเครื่องผลิตน้ำเย็นโดยการผสมน้ำกับน้ำแข็งโดยตรงในถังเพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ต้องการทดสอบ ถังน้ำป้อนเดิมไว้ด้วยน้ำที่อุณหภูมิห้อง น้ำเย็นจะถูกส่งไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นด้วยบั๊มน้ำเย็น ปรับเปลี่ยนรูปแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำป้อนเป็นแบบน้ำป้อนไหลวนโดยเปิดวาล์ว V_2 ในขณะที่วาล์ว V_3 ปิดอยู่ แบบน้ำป้อนไหลผ่านโดย ปิดวาล์ว V_2 ในขณะที่วาล์ว V_3 เปิดอยู่ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็นและน้ำป้อนอ่านค่าจาก Rotameter ที่ติดตั้งอยู่ที่ท่อส่งน้ำขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสามารถปรับอัตราการไหลนี้ได้ด้วยการปรับวาล์ว V_1 สำหรับน้ำเย็น V_2 หรือ V_3 สำหรับน้ำป้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้เป็นรุ่น Kaori Model K250-100 หัววัดอุณหภูมิ OMEGA Thermocouple Type K มีค่าความคลาดเคลื่อนของการวัดอุณหภูมิตั้งแต่ช่วง $0-333^{\circ}\text{C}$ ที่ $\pm 2.2^{\circ}\text{C}$ ติดตั้งไว้ที่ท่อส่งน้ำขาเข้าและขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 4 จุด เชื่อมต่อกับ Datalogger HIOKI LR8400 เพื่อวัดอุณหภูมิ



รูปที่ 2 ผังการการไหลของเครื่องมือทดสอบ

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

กำหนดให้ด้านน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องผลิตน้ำเย็น W_1 , W_2 คืออัตราการจุกความร้อนซึ่งเท่ากับผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวล ($\dot{m}$) กับความร้อนจำเพาะของน้ำ (c_p) ของน้ำเย็นและน้ำป้อนตามลำดับ ไม่มีการเปลี่ยนสถานะของสารในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ

3.1 รูปแบบน้ำป้อนไหลวน

พิจารณาค่าอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนที่ฝั่งน้ำเย็น
หาได้จากสมการที่ (1)

$$q(t) = W_1[T_{1,o}(t) - T_{1,i}] \quad (1)$$

พิจารณาค่าอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนที่ฝั่งน้ำป้อน
หาได้จากสมการที่ (2)

$$q(t) = W_2[T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)] \quad (2)$$

พิจารณาค่าอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำ
เย็นและน้ำป้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หาได้จาก
สมการที่ (3)

$$q(t) = UA \frac{[T_{2,i}(t) - T_{1,o}(t)] - [T_{2,o}(t) - T_{1,i}]}{\ln \frac{[T_{2,i}(t) - T_{1,o}(t)]}{[T_{2,o}(t) - T_{1,i}]}} \quad (3)$$

ปริมาณความร้อนในถึงน้ำป้อนเปลี่ยนแปลงตาม
อุณหภูมิที่ววนแลกเปลี่ยนความร้อน หาได้จาก
สมการที่ (4)

$$q(t) = \rho_2 V_2 c_{p,2} \frac{\partial T_2(t)}{\partial t} \quad (4)$$

เนื่องจากอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นและ
น้ำป้อนเกิดความสมดุล อุณหภูมิที่ออกจากเครื่อง
แลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นไปดังสมการที่ (5)

$$T_{1,o}(t) = \frac{W_2}{W_1} [T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)] + T_{1,i} \quad (5)$$

เนื่องจากอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำป้อนบริเวณ
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดความสมดุล สามารถแทน
สมการที่ (5) ลงใน สมการที่ (3) จะได้เป็นสมการที่ (6)

$$W_2[T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)] = \frac{UA[T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)](1 - \frac{W_2}{W_1})}{\ln \frac{[T_{2,i}(t) - T_{1,i}(t)] - \frac{W_2}{W_1}[T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)]}{[T_{2,o}(t) - T_{1,i}(t)]}} \quad (6)$$

จัดรูปแบบสมการที่ (6) ใหม่ ดังสมการที่ (7)

$$\ln \frac{[T_{2,i}(t) - T_{1,i}(t)] - \frac{W_2}{W_1}[T_{2,i}(t) - T_{2,o}(t)]}{[T_{2,o}(t) - T_{1,i}]} = UA \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right) \quad (7)$$

กำหนดให้เทอม $UA \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right)$ เป็นไปดังสมการที่ (8)

$$D = UA \left(\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right) \quad (8)$$

แทนสมการที่ (8) ลงใน สมการที่ (7) และจัดรูปแบบ
สมการใหม่ จะได้สมการที่ (9)

$$T_{2,o}(t) = \frac{[T_{2,i}(t) - T_{1,i}(t)](1 - \frac{W_2}{W_1}) + T_{1,i}(e^D - 1)}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \quad (9)$$

แทนสมการที่ (9) ลงใน สมการที่ (5) $T_{1,o}(t)$ สามารถ
หาได้จากสมการที่ (10)

$$T_{1,o}(t) = T_{1,i} + \frac{W_2}{W_1} [T_{2,i}(t) - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (10)$$

เช่นเดียวกับ $T_{2,o}(t)$ สามารถหาได้จากสมการที่ (11)

$$T_{2,o}(t) = T_{2,i}(t) - [T_{2,i}(t) - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (11)$$

แทนสมการที่ (11) ลงใน สมการที่ (2) $q(t)$ สามารถ
หาได้จากสมการที่ (12)

$$q(t) = W_2[T_{2,i}(t) - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (12)$$

แทนสมการที่ (4) ลงใน สมการที่ (12) อัตราการ
เปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่ววนในถึงน้ำป้อน
($\partial T_2(t)/\partial t$) สามารถหาได้จากสมการที่ (13)

$$\frac{\partial T_2(t)}{\partial t} = \frac{W_2}{\rho_2 V_2 c_{p,2}} [T_{2,i}(t) - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (13)$$

3.2 รูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน

การไหลในรูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน อัตราการถ่ายเท
ความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่ขึ้นกับเวลา
เพราะไม่มีการหมุนเวียนน้ำกลับมาแลกเปลี่ยนความร้อน

ดังนั้น $T_{1,o}$, $T_{2,o}$ และ q สามารถหาได้จากสมการที่ (14)–(16) ตามลำดับ

$$T_{1,o} = T_{1,i} + \frac{W_2}{W_1} [T_{2,i} - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (14)$$

$$T_{2,o} = T_{2,i} - [T_{2,i} - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (15)$$

$$q = W_2 [T_{2,i} - T_{1,i}] \left[\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} \right] \quad (16)$$

3.3 ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและจำนวนหน่วยของ

การถ่ายเท (Effectiveness and Number of Transfer Unit)

ให้ W_{min} และ W_{max} แทน อัตราความจุความร้อน (Heat capacity rate of fluid) ที่มีค่าน้อยกว่าหรือสูงกว่าระหว่างของไหลทั้งสองด้าน จำนวนหน่วยของการถ่ายเท (NTU) และอัตราส่วนความจุความร้อน (w) กำหนดได้จากสมการที่ (17) และสมการที่ (18) ตามลำดับ

$$NTU = \frac{UA}{W_{min}} \quad (17)$$

$$w = \frac{W_{min}}{W_{max}} \quad (18)$$

สามารถแทนสมการที่ (17) และ สมการที่ (18) ลงในสมการที่ (7) รูปแบบของสมการจะเปลี่ยนไปตามอัตราส่วนความจุความร้อนดังสมการที่ (19) และ สมการที่ (20)

$$D = NTU(1 - w) \quad ; W_1 > W_2 \quad (19)$$

$$D = NTU(w - 1) \quad ; W_1 < W_2 \quad (20)$$

ในกรณีที่ $W_1 = W_2 = W$ เทอม $(e^D - 1)/(e^D - W_2/W_1)$ สามารถเขียนได้ในรูปแบบสมการที่ (21)

$$\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} = \frac{1}{\frac{W}{UA} + 1} \quad (21)$$

เมื่อ $NTU = UA/W$ สมการที่ (21) สามารถเขียนได้ในรูปแบบสมการที่ (22)

$$\frac{e^D - 1}{e^D - \frac{W_2}{W_1}} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (22)$$

การนำกลับคืนพลังงานสุทธิในช่วงเวลา t (Q) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (23)

$$Q = \int_0^t q(t) dt \quad (23)$$

พลังงานกลับคืนสูงสุดที่เป็นไปได้ (Q_{max}) ในรูปแบบน้ำป้อนไหลวนจะเกิดขึ้นเมื่ออุณหภูมิสุดท้ายของน้ำป้อนในถังพักเท่ากับอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำเย็น ดังนั้น Q_{max} สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (24)

$$Q_{max} = \rho_2 V_2 c_{p,2} (T_2 - T_{1,i}) \quad (24)$$

ในกรณีของรูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน พลังงานกลับคืนสูงสุดที่เป็นไปได้ [11] คำนวณได้จากสมการที่ (25)

$$Q_{max} = W_{min} (T_{2,i} - T_{1,i}) \quad (25)$$

โดย W_{min} คือ W ที่มีค่าต่ำกว่าระหว่างของไหลทั้งสองสาย ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (ε) ใช้เปรียบเทียบประสิทธิภาพการนำกลับคืนพลังงานของระบบ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (26)

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (26)$$

โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่กล่าวมาจะคำนวณทุก ๆ 1 วินาที ที่อัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็นต่างๆ (w) ดังตารางที่ 2 โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเดียวกัน NTU ที่นำมาคำนวณจะมีค่าเปลี่ยนไปตาม W_r

ตารางที่ 2 อัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็น

น้ำป้อน:น้ำเย็น (w)								
1:5	1:4	1:3	1:2	1:1	2:1	3:1	4:1	5:1

3.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient)

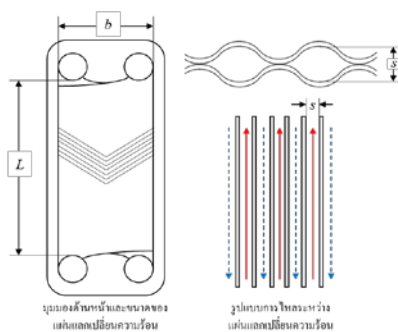
จำนวนพื้นที่การไหลในช่องระหว่างแผ่น (sb) ทั้งสองสายจะเท่ากันสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวนแผ่นเป็นเลขคี่ (N_{plate}) ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านช่องเฉลี่ย (v) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (27)

$$v = \frac{\frac{\dot{m}}{\rho_{sb}}}{\frac{(N_{plate}+1)}{2}} \quad (27)$$

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (28)

$$D_h = \frac{4sb}{2(s+b)} \quad (28)$$

โดยช่องระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (s) กับความกว้างของแผ่น (b) แสดงดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 โครงสร้างของแผ่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) ของการไหล หาได้จากสมการที่ (29)

$$Re_d = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (29)$$

หาก Re_d มีค่ามากกว่า 100 ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การไหลจะอยู่ในสถานะปั่นป่วน ตัวเลขนัสเซล (Nu_d) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (30)

$$Nu_d = \frac{h D_h}{k} = 0.374 Re_d^{0.668} Pr^{1/3} \quad (30)$$

ตารางที่ 3 เงื่อนไขการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รายละเอียด	น้ำป้อนไหลวน			น้ำป้อนไหลผ่าน			หน่วย
อัตราส่วนการไหล, w_r	0.67	1	1.5	0.67	1	1.5	-
จำนวนหน่วยการถ่ายเท	4.09	3.06	3.43	3.49	3.11	4.16	-
อัตราการไหลน้ำป้อน	40.44	60.65	90.98	60.01	60.14	60.01	lpm
อัตราการไหลน้ำเย็น	60.1	60.1	60.1	88.18	60.01	39.57	lpm
อุณหภูมิน้ำป้อนเริ่มต้น	25.41	25.41	27.1	27.4	22.36	25.14	°C

โดย h และ k คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลตามลำดับ, Pr ตัวเลขพรันด์เทิล

3.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance, COP)

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เป็นตัวแปรที่บ่งบอกถึงสมรรถนะของระบบการอัดไอสารทำความเย็นสามารถหาได้จากอัตราส่วนระหว่าง พลังงานที่ถูกดูดซับที่อีวาโปเรเตอร์ (E_{evap}) กับพลังงานที่จ่ายให้คอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) ระหว่างรอบการผลิต ตามสมการที่ (31)

$$COP = \frac{E_{evap}}{P_{comp}} \quad (31)$$

โดย E_{evap} คำนวณจากผลรวมของปริมาณความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่ถ่ายเทออกจากน้ำป้อนเพื่อเปลี่ยนสถานะเป็นน้ำแข็ง และปริมาณความร้อนสัมผัสในน้ำระบายที่ถูกระบายออกหลังจากจบรอบการผลิต P_{comp} คำนวณจากการตรวจวัดพลังงานที่จ่ายให้เครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด(P) ระหว่างระยะเวลาการผลิต (t_p) ตามสมการที่ (32)

$$P_{comp} = \int_0^{t_p} P(t) dt \quad (32)$$

4. วิธีดำเนินการวิจัย

ทำการทดสอบแบบจำลองการไหลและเปรียบเทียบผลลัพธ์ของอุณหภูมิ น้ำป้อนและน้ำเย็น เพื่อยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยปรับอัตราส่วนการไหลระหว่างน้ำป้อนต่อน้ำเย็นที่ 0.67, 1, 1.5 รายละเอียดดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 เงื่อนไขการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์(ต่อ)

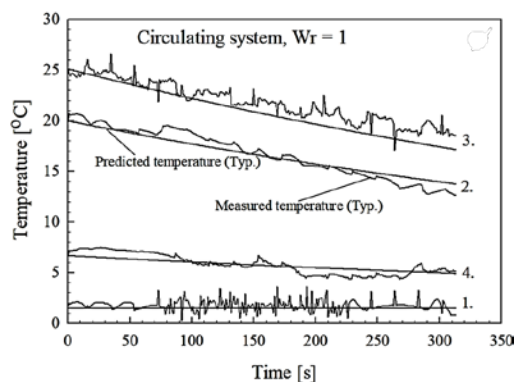
รายละเอียด	น้ำป้อนไหลวน			น้ำป้อนไหลผ่าน			หน่วย
อุณหภูมิน้ำเย็นเริ่มต้น	1.4	1.5	1.8	1.26	2.44	1.51	°C
Renold number น้ำเย็น	132.3	132	132	198	134.6	88.4	-
Renold number น้ำป้อน	98.5	147	220	145	146.3	141	-
Nusselt number น้ำเย็น	20.5	20.5	20.5	26.8	20.6	15.6	-
Nusselt number น้ำป้อน	16.3	21.4	28	21	20.6	20.8	-
ปริมาณน้ำป้อน	600	600	600	600	600	600	liter
เวลาในการทดสอบ	300	300	300	216	216	216	sec

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นจะนำมาใช้ในการหาอัตราส่วนการไหลที่เหมาะสมกับการทำงานร่วมกับเครื่องทำน้ำเย็น เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน(ϵ) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากรูปแบบการไหลทั้งสองรูปแบบ และเลือกรูปแบบการไหลของน้ำป้อนที่เหมาะสมกับการทำงานร่วมกันระหว่างเครื่องทำน้ำเย็นและรอบการผลิตน้ำแข็งหลอด โดยทดลองที่เครื่องผลิตน้ำแข็งขนาด 50 ton/day และมีปริมาณน้ำป้อนเข้าเครื่อง 1,380 liter/batch เครื่องผลิตน้ำแข็งทำงานร่วมกับเครื่องผลิตน้ำเย็นที่มีขนาดเท่ากับ 45 RT (Refrigerant Ton) โดยกำหนดให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำผ่านเครื่องผลิตน้ำเย็นเป็น 2.4 gpm/RT และอุณหภูมิน้ำที่ออกเครื่องผลิตน้ำเย็นเป็น 7.2°C อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 12.78°C แลกเปลี่ยนความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทดสอบที่อุณหภูมิน้ำป้อนก่อนเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็ง 24°C และ 12°C

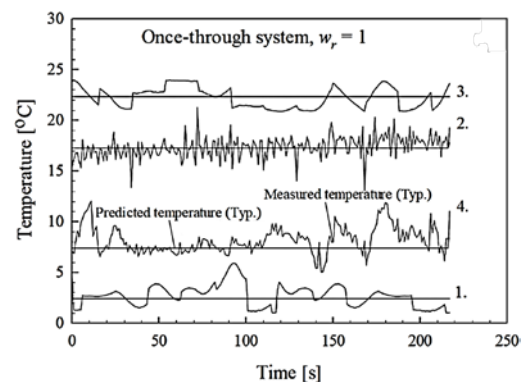
5. ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

5.1 การสอบทวนผลที่ได้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับออกแบบระบบการให้ความเย็นล่วงหน้า

จากการสอบทวนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ผลดังรูปที่ 4(a) สำหรับระบบน้ำป้อนไหลวน และรูปที่ 4(b) สำหรับระบบน้ำป้อนไหลผ่าน เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แล้วมีค่าใกล้เคียงกัน โดยรากที่สองค่าคลาดเคลื่อนกำลังสองเฉลี่ย (Root Mean Square Error) ของการวัดอุณหภูมิระบบน้ำป้อนไหลวนกับระบบน้ำป้อนไหลผ่าน ทั้ง 4 จุดเฉลี่ยอยู่ที่ 0.57°C และ 0.9°C ตามลำดับ ซึ่งมีค่าน้อยกว่าครึ่งหนึ่งและยังอยู่ในขอบเขตของค่าความคลาดเคลื่อนของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ $\pm 2.2^\circ\text{C}$ แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถใช้ทำนายผลสมรรถนะทางความร้อนได้ดี



(a)

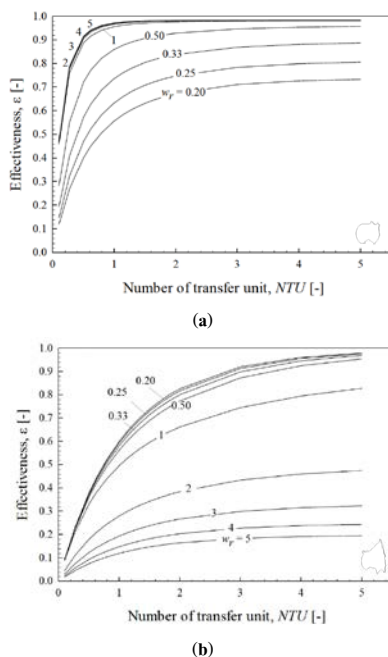


(b)

1. อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
2. อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
3. อุณหภูมิน้ำป้อนขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
4. อุณหภูมิน้ำป้อนขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 4 เปรียบเทียบผลทดสอบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (a) ระบบน้ำป้อนไหลวน (b) ระบบน้ำป้อนไหลผ่าน

การทดสอบรูปแบบน้ำป้อนไหลวน เมื่อความเร็วของน้ำป้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็น(w_r) เพิ่มขึ้น ตัวเลขเรย์โนลด์ส(Re_c) ของน้ำป้อนจะเพิ่มขึ้น ทำให้ตัวเลขนัสเซิล(Nu_c) ซึ่งพัฒนาสสัมพันธ์กับ Re_c กับตัวเลขพริ้นคเทิล(Pr) เพิ่มขึ้นตาม น้ำป้อนจึงสามารถถ่ายเทความร้อนไปยังน้ำเย็นได้มากขึ้นและจำนวนหน่วยของการถ่ายเท (NTU) เพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นแล้ว ค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อน (ϵ) เพิ่มขึ้นแปรผันตรงกับ w_r และ NTU ตามรูปที่ 5(a) แต่ในส่วนของการไหลในรูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน มีข้อจำกัดภายใต้เงื่อนไขที่ต้องเตรียมน้ำป้อนในเวลาที่กำหนด การปรับอัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็น จะปรับในสิ่งน้ำเย็นส่งผลทำให้อัตราความจุความร้อนของน้ำเย็นลดลง น้ำป้อนไม่สามารถดึงพลังงานกลับคืนสูงสุดได้เต็มที่ตามรอบการผลิต ϵ จึงแปรผกผันกับ w_r และแปรผันตรงกับ NTU ตามรูปที่ 5(b)



รูปที่ 5 อิทธิพลของอัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็นที่มีผลต่อค่าประสิทธิผลการถ่ายเทความร้อน (a) ระบบน้ำป้อนไหลวน (b) ระบบน้ำป้อนไหลผ่าน

เมื่อเปรียบเทียบ ϵ ของทั้งสองระบบที่ $NTU = 1$ ในทุกๆ อัตราส่วนการไหล จะเห็นได้ชัดว่าการไหลรูปแบบน้ำป้อนไหลวนมีค่า ϵ สูงกว่ารูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน ดังนั้นจึงเลือก

รูปแบบน้ำป้อนไหลวนระบบเดียวเพื่อที่จะนำไปออกแบบการทำงานของระบบการทำความเย็นล่วงหน้า

เครื่องทำน้ำเย็นถูกออกแบบเพื่อส่งออกน้ำที่อุณหภูมิ 7.22°C และรับน้ำกลับเข้าเครื่องที่อุณหภูมิ 12.78°C เพื่อไม่ให้เครื่องทำน้ำเย็นทำงานเกินค่าออกแบบ การกำหนด w_r และ NTU ต้องคำนึงถึงอุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นด้วย จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรูปแบบน้ำป้อนไหลวน w_r และ NTU ที่ไม่ทำให้อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเกิน 12.78°C เป็นไปตามตารางที่ 4

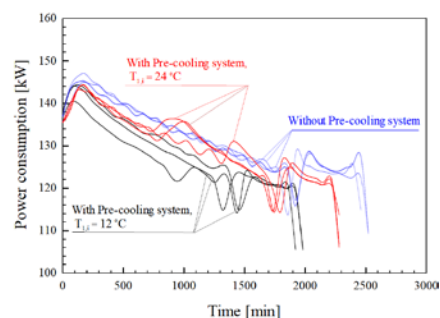
ตารางที่ 4 w_r และ NTU จากแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่ทำให้อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องทำน้ำเย็นเกิน 12.78°C

NTU	1	2	3	4	5
w_r	0.50	0.33	0.31	0.29	0.28

เมื่อพิจารณาจากตารางที่ 4 และรูปที่ 5(a) แล้ว w_r และ NTU ที่เหมาะสมกับการออกแบบระบบที่เหมาะสมเท่ากับ 0.5 และ 1 ตามลำดับ โดยที่ $NTU = 1$ จะมีขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่ใหญ่เกินไป และการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวนี้จะมียุทธศาสตร์ ϵ อยู่ที่ 0.86

5.2 ผลทดสอบระบบการให้ความเย็นล่วงหน้า

ระบบให้ความเย็นล่วงหน้าที่พัฒนาขึ้นได้ทดสอบร่วมกับระบบผลิตน้ำแข็งหลอดโดยทดสอบที่อุณหภูมิน้ำป้อนก่อนเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็ง 28°C , 24°C , 12°C ตามลำดับ โดยเก็บข้อมูลซ้ำ 3 รอบการผลิต ผลการตรวจวัดการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมในแต่ละรอบการผลิตได้ผลดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 กราฟแสดงการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมในแต่ละรอบการผลิตสำหรับระบบการผลิตก่อนและหลังติดตั้งระบบการให้ความเย็นล่วงหน้า

พิจารณาที่ระบบการผลิตก่อนติดตั้งระบบการให้ความเย็นล่วงหน้าพบว่าพลังงานไฟฟ้ามีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา โดยในแต่ละรอบการผลิต น้ำป้อนจะถูกสูบน้ำเข้าเครื่องผลิตน้ำแข็งและสับวนแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็น ระบบผลิตควบคุมแรงดันของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่นให้คงที่โดยการอัดไอสารทำความเย็น เมื่อถึงนาฬิกาที่ 4 การใช้พลังงานไฟฟ้าจะค่อยๆลดลง ซึ่งเป็นผลมาจากน้ำป้อนในเครื่องผลิตที่สับวนแลกเปลี่ยนความร้อนเริ่มก่อตัวเพิ่มความหนาในหลอดผลิตน้ำแข็ง สารทำความเย็นแลกเปลี่ยนความ

ร้อนได้ลดลง การพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จึงลดลง น้ำแข็งจะแข็งตัวได้ตามขนาดที่ 30.5 นาฬิกา และเริ่มกระบวนการละลายน้ำแข็งโดยวิธีการจ่ายแก๊สร้อนเข้าสู่ฮีวโปรเตอร์ เพื่อให้ น้ำแข็งละลายออกจากหลอดผลิตน้ำแข็ง โดยใช้เวลา 11 นาฬิกา และสิ้นสุดรอบการผลิตที่ 41.5 นาฬิกา

จากรูปที่ 6 เมื่อพิจารณาที่ระบบการผลิตหลังติดตั้งระบบการให้ความเย็นล่วงหน้า จะเห็นว่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมและระยะเวลาของรอบการผลิตมีค่าลดลง รายละเอียดผลทดสอบเป็นไปดังตารางที่ 5

ตารางที่ 5 เปรียบเทียบผลการตรวจวัดระบบการผลิตก่อนและหลังติดตั้งระบบการให้ความเย็นล่วงหน้า

รายละเอียด	ระบบเดิม	ระบบให้ความเย็นล่วงหน้า	หน่วย	รายละเอียด
อุณหภูมิน้ำป้อน				
ก่อนเข้าเครื่อง	28	24	12	°C
ผลิตน้ำแข็งหลอด				
เวลาในการผลิตรวม	41.5	37.7	32.4	min
- เวลาในการทำน้ำแข็ง	30.5	27.4	22.1	min
- เวลาในการละลายน้ำแข็ง	11.0	10.3	10.3	min
พลังงานไฟฟ้ารวม	91.32	86.01	83.85	kW·h
- พลังงานไฟฟ้าในการทำน้ำแข็ง	70.68	63.80	51.03	kW·h
- พลังงานไฟฟ้าในการละลายน้ำแข็ง	20.64	18.67	18.67	kW·h
- พลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้เครื่องทำน้ำเย็น	-	3.54	14.15	kW·h
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ				
การทำความเย็นเครื่อง	1.89	2.1	2.48	-
ผลิตน้ำแข็งหลอด, COP				
ผลผลิตเพิ่มขึ้น	-	9.16	21.93	%
การใช้พลังงานลดลง	-	5.82	8.18	%
COP เพิ่มขึ้น	-	9.68	23.70	%

ภาระการทำความเย็นในเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดเกิดขึ้น 2 ส่วนคือการลดอุณหภูมิ น้ำป้อนและการเปลี่ยนสถานะ จากการทดสอบพบว่าพลังงานไฟฟ้าที่ลดลง คือส่วนของพลังงานไฟฟ้าในการทำน้ำแข็ง เป็นผลมาจากการลดอุณหภูมิ น้ำป้อน ซึ่งเป็นการลดภาระการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด พิจารณาที่อุณหภูมิ น้ำป้อน 12°C เครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดมีผลผลิตเพิ่มขึ้น 21.93% เวลาที่ใช้ต่อรอบการผลิต 9.1

นาฬิกา การใช้พลังงานไฟฟ้าในการทำน้ำแข็งหลอดลดลง 21.62 kW·h โดยมีการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นเท่ากับ 14.15 kW·h เมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตน้ำแข็งหลอดก่อนติดตั้งระบบให้ความเย็นล่วงหน้าแล้ว การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง 7.47 kW·h, COP ของระบบผลิตเพิ่มขึ้นจาก 1.89 เป็น 2.48 ตลอดจนการทดสอบทำการควบคุมการผลิตโดยมีการระบายน้ำออกจากเครื่องผลิตตามการออกแบบ น้ำแข็งมี

ลักษณะใส ไม่มีสิ่งเจือปน ระบบแลกเปลี่ยนความร้อน
ล่วงหน้าไม่ผลกระทบต่อคุณภาพของผลผลิต

6. สรุปผล

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทางความร้อนได้ถูกพัฒนาขึ้น และใช้ในการเลือกรูปแบบการไหลและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับการใช้งานร่วมกับเครื่องทำน้ำเย็นที่มีขนาด 45 RT และเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดขนาด 50 ton/day โดยพิจารณาจากค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน(ϵ)เลือกรูปแบบการไหลน้ำป้อนไหลวนใช้ร่วมกับระบบผลิตน้ำแข็งหลอดจากการพิจารณาที่จำนวนหน่วยของการถ่ายเท (NTU) = 1 ในทุก ๆ อัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อน้ำเย็น (w) รูปแบบน้ำป้อนไหลวนมีค่า ϵ สูงกว่ารูปแบบน้ำป้อนไหลผ่าน เลือกขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ $NTU = 1$ และ $w_r = 0.5$ เพื่อใช้ร่วมกับเครื่องผลิตน้ำเย็น พิจารณาจาก NTU ที่ไม่ทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใหญ่เกินไป ข้อกำหนดของเครื่องทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิน้ำกลับเข้าเครื่องต้องไม่เกิน 12.78°C และ $\epsilon = 0.86$ ซึ่งบ่งบอกถึงประสิทธิภาพการนำกลับคืนพลังงานของระบบสูงที่สุดจากตัวเลือกทั้งหมดจากการทดสอบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนล่วงหน้าพบว่าที่อุณหภูมิ น้ำป้อน 12°C สามารถเพิ่มผลผลิตขึ้นได้ 21.93% จากการที่ลดระยะเวลาของรอบการผลิตลงได้, ลดการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมได้ 8.18% และ COP ของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดเพิ่มขึ้น 23.70% จากระบบการผลิตเดิม การใช้เครื่องผลิตน้ำเย็นที่มี COP สูงกว่าเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดในการลดอุณหภูมิ น้ำป้อนก่อนเข้าเครื่องผลิตสามารถส่งเสริมระบบการผลิตโดยรวมได้ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับระบบผลิตที่ต้องการใช้แหล่งแลกเปลี่ยนพลังงานภายนอกในการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิล่วงหน้าก่อนการผลิตได้ดี

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก ทุนอุดหนุนการค้นคว้าและวิจัยในการทำวิทยานิพนธ์ หรือการศึกษาอิสระ

สำหรับนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยขอนแก่น

คำสัญลักษณ์

A	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [m^2]
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ [-]
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ [m]
E_{evap}	พลังงานที่ถูกดูดซับที่อีวาโปเรเตอร์ [J]
N_{plate}	จำนวนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีของไหลสัมผัสสองด้าน [-]
NTU	จำนวนหน่วยของการถ่ายเท [-]
P	พลังงานที่จ่ายให้เครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด [J]
P_{comp}	พลังงานที่จ่ายให้คอมเพรสเซอร์ [J]
Q	พลังงานกลับคืนสุทธิ [J]
Q_{max}	พลังงานกลับคืนสูงสุดที่เป็นไปได้ [J]
$T_{1,i}$	อุณหภูมิ น้ำเย็นเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [$^\circ\text{C}$]
$T_{2,i}$	อุณหภูมิ น้ำป้อนออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [$^\circ\text{C}$]
$T_{1,o}$	อุณหภูมิ น้ำเย็นออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [$^\circ\text{C}$]
$T_{2,o}$	อุณหภูมิ น้ำป้อนออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [$^\circ\text{C}$]
$T_{2,i}(t)$	อุณหภูมิ น้ำป้อนออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา [$^\circ\text{C}$]
$T_{1,o}(t)$	อุณหภูมิ น้ำเย็นออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา [$^\circ\text{C}$]
$T_{2,o}(t)$	อุณหภูมิ น้ำป้อนออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา [$^\circ\text{C}$]
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}$]
V_2	ปริมาณน้ำป้อนที่ต้องเตรียม [m^3]
W_{min}	อัตราความจุความร้อนที่มีค่าต่ำกว่าระหว่างของไหลทั้งสองสาย [$\frac{W}{^\circ\text{C}}$]
W_{max}	อัตราความจุความร้อนที่มีค่าสูงกว่าระหว่างของไหลทั้งสองสาย [$\frac{W}{^\circ\text{C}}$]
W_1, W_2	คืออัตราความจุความร้อน ของน้ำเย็นและน้ำป้อนตามลำดับ [$\frac{W}{^\circ\text{C}}$]

b	ความกว้างของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน [m]
c_p	ความร้อนจำเพาะของน้ำ $\left[\frac{J}{kg}\right]$
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวลของแต่ละสาย $\left[\frac{kg}{s}\right]$
q	อัตราแลกเปลี่ยนความร้อน [W]
$q(t)$	อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา [W]
s	ช่องระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน [m]
t_b	ระยะเวลารอบการผลิต [min]
v	ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านช่องเฉลี่ย $\left[\frac{m}{s}\right]$
w	อัตราส่วนความจุความร้อน [-]
w_r	อัตราส่วนการไหลของน้ำป้อนต่อน้ำเย็น [-]
Nu_d	ตัวเลขนัสเซิล [-]
Pr	ตัวเลขพรันด์เทิล [-]
Re_d	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ [-]
ε	ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน [-]
μ	ค่าความหนืดของของไหล [Pas]
ρ	ค่าความหนาแน่นของของไหล $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Thongdee and A. Chinsuwan, "An optimization of the components and operating conditions of a pre-cooling system for tubular ice making machines," *Energy Procedia*, vol. 157, pp. 602–610, 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2018.11.225.
- [2] S. Nakomsri, R. Suntivalakorn and K. Thanutwutthigorn, "Performance improvement of tubular-ice making machine by reducing the feed water temperature with shell and tube heat exchanger," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 564, pp. 298–303, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.564.298.
- [3] C. Tangthieng "A Numerical Study for Improvement of a Tubular-Ice Making Process by Employing the External Fins on an Ice-Making Tube," presented at the 21th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, Chonburi, Thailand, Oct. 17–19, 2007, pp. 259–266.
- [4] N. Pannucharoenwong, S. Saeng-Uthai, P. Promteerawong, C. Benjapiyaporn, S. Theerakulphisut and J. Benjapiyaporn, "Experiment to enhance the efficiency of tubular ice production machine using the installation of wavy fin on ice making tube," *Materials Today: Proceedings*, vol. 4, no. 5, pp. 6296–6305, 2017, doi: 10.1016/j.matpr.2017.06.130.
- [5] N. Kayansayan and M. Ali Acar, "Ice formation around a finned-tube heat exchanger for cold thermal energy storage," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, no. 4, pp. 405–418, 2006, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2005.05.009.
- [6] C. Kandilli and A. Koclu, "Assessment of the optimum operation conditions of a plate heat exchanger for waste heat recovery in textile industry," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 9, pp. 4424–4431, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.110.
- [7] D. Lee and C. Kang, "A study on development of the thermal storage type plate heat exchanger including PCM layer," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 33, pp. 6085–6093, 2019, doi: 10.1007/s12206-019-1152-x.
- [8] R. M. Saeed, J. P. Schlegel, R. Sawafta and V. Kalra, "Plate type heat exchanger for thermal energy storage and load shifting using phase change material," *Energy Conversion and Management*, vol. 181, pp. 120–132, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.013.
- [9] H. Ma, L. Yin, X. Shen, W. Lu, Y. Sun, Y. Zhang and N. Deng, "Experimental study on heat pipe assisted heat exchanger used for industrial waste heat recovery," *Applied Energy*, vol. 169, pp. 177–186, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.012.

-
- [10] N. H. S. Tay, M. Belusko, and F. Bruno, "An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems," *Applied Energy*, vol. 91, no. 1, pp. 309–319, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.09.039.
- [11] W. S. Janna and R. P. Chhabra, "Plate and Frame and Cross Flow Heat Exchangers," in *Design of Fluid Thermal Systems*, 4th ed., Stamford, CT: Cengage Learning, 2015, ch. 10, sec. 3, pp.529–532.