

การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอด โดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

The Cooling Capacity of the Tubular-Ice by Installing a Heat Exchanger (H/X)

ณัฐดนัย พรรณเจริญวงศ์¹

Nattadon Pannucharoenwong¹

Received : 15 October 2012 ; Accepted : 10 December 2012

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดโดยการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำน้ำทิ้งจากกระบวนการผลิตน้ำแข็งมาใช้ประโยชน์ โดยได้ทำการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวัสดุที่ทำจากสแตนเลส ซึ่งมีพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน 4.023 ตารางเมตร จากนั้นได้ทำการสร้างและนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในบ่อน้ำทิ้งที่มีอุณหภูมิ 0 องศาเซลเซียส ซึ่งจากการทดสอบพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิน้ำขาเข้าจากเดิม 27 องศาเซลเซียส เป็น 25 องศาเซลเซียสและทำให้ค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 13,635 กิโลวัตต์ชั่วโมงต่อปีคิดเป็นค่าใช้จ่าย 16,245 บาทต่อปี และมีระยะเวลาในการคืนทุน 0.9 ปี

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สมรรถนะการทำความเย็น ระยะเวลาคืนทุน

Abstract

This objective of this paper is to present a study of the cooling capacity of tubular-ice by installing a heat exchanger for improving the performance of an ice maker using waste water from an ice factory. The heat exchanger was made of stainless steel and had 4.023 m² heating surface. After using the heat exchange in a waste water pond, which had a temperature was 0 °C, the temperature of the feed water decreased, from 27 °C to 25 °C. The COP of the ice maker was increased and the factory can save energy consumption of 13,635 kWh/year or 16,245 baht/year. The payback period was 0.9 year.

Keywords: Heat exchanger (H/X), COP, Payback period

¹ อาจารย์, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องจักรกลเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตขอนแก่น อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 40000.

¹ Lecturer, Department of Agricultural Machinery Engineering Rajamangala University of Technology Isan Khonkaen Campus, Khonkaen District, Khonkaen 40000, Thailand.

* Corresponding author; Nattadon Pannucharoenwong, Department of Agricultural Machinery Engineering Rajamangala University of Technology Isan Khonkaen Campus, Khonkaen District, Khonkaen 40000, Thailand. tsubasa_ice1@hotmail.com, (043)230200-1 to 2295, (043)237483

บทนำ

ปัจจุบันประเทศไทยกำลังประสบปัญหาว่าพลังงานที่ใช้อยู่ในปัจจุบันมีจำนวนลดน้อยลง เพราะเกิดจากการที่มีประชากรเพิ่มมากขึ้น และมีเทคโนโลยีมากขึ้นทำให้ประชากรมีความต้องการในการใช้พลังงานมีมากขึ้น ส่งผลให้เกิดปัญหาการขาดแคลนพลังงาน และการทำลายทรัพยากรก็มีเพิ่มมากขึ้น เพราะพลังงานต่างๆ ที่ใช้กันอยู่จำเป็นต้องนำทรัพยากรต่างๆ มาผลิต จึงเป็นเหตุให้ทรัพยากรเหล่านี้ลดน้อยลง เพราะในการผลิตพลังงานแต่ละครั้ง ทรัพยากรที่ใช้ในการผลิตเมื่อนำมาใช้แล้วจะหมดไป บางตัวก็สามารถสร้างขึ้นมาทดแทนได้แต่ก็มีส่วนน้อยที่สามารถสร้างขึ้นมาทดแทนได้ ประกอบกับภาวะเศรษฐกิจในปัจจุบันของประเทศไทยที่ตกต่ำ ยังต้องเสียเงินจำนวนมากมาในการนำเข้าของพลังงาน อาทิเช่น น้ำมันจากต่างประเทศซึ่งน้ำมันเป็นหนึ่งในทรัพยากรที่มีความจำเป็นต่อมนุษย์ และการพัฒนาประเทศ ในสมัยก่อนประเทศไทยยังไม่พัฒนามากนัก และยังไม่มียุทธศาสตร์ที่ทันสมัย ทำให้การใช้พลังงานต่างๆ มีน้อย โดยส่วนใหญ่จะใช้ในการดำรงชีวิตประจำวันเท่านั้น จึงทำให้การนำทรัพยากรที่ใช้ในการผลิตพลังงานก็มีน้อยจึงไม่ต้องประสบปัญหาการขาดแคลนพลังงาน ซึ่งแตกต่างจากในปัจจุบันความต้องการใช้พลังงานมีสูง การใช้ทรัพยากรในการผลิตก็มีสูงตามไปด้วยทั้งนี้ในหลายๆ ฝ่ายก็ได้มีการหาวิธีที่จะประหยัดพลังงานในหลายรูปแบบ ซึ่งอุตสาหกรรมน้ำแข็งก็เป็นอีกอุตสาหกรรมหนึ่งที่จะสามารถเข้าไปถึงการอนุรักษ์พลังงานได้ โดยปกติแล้วอุตสาหกรรมผลิตน้ำแข็งหลอด ในระหว่างกระบวนการผลิตน้ำแข็งนั้นจะมีน้ำล้นออกทางใต้ถังของแต่ละรอบการผลิตซึ่งมีในปริมาณที่มากและอุณหภูมิต่ำจึงสามารถนำเอาน้ำเย็นในส่วนนี้กลับมาใช้ประโยชน์ได้อีกครั้ง โดยจะนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่จะป้อนให้กับกระบวนการผลิตน้ำแข็ง ซึ่งจะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่เครื่องผลิตน้ำแข็งที่ใช้ได้ ปัจจุบันได้มีนักวิจัยจำนวนมากได้ทำการศึกษาถึงการนำอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งเข้ากับอุปกรณ์ต้นแบบหลาย ๆ อย่าง เพื่อที่จะทำการศึกษาถึงปัจจัยที่มีผลต่อการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเริ่มจากปี ค.ศ. 1994 N. Kayansayan¹ ได้ทำการศึกษาถึงผลของพื้นผิวนอกทางเลขคณิตที่มีต่อสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน ชนิดท่อติดครีป โดยได้สร้างชุดทดสอบต่างๆ ที่มีระยะการติดครีปแปรจาก 11 ถึง 23 mm และมีรูปทรงที่แตกต่างกันทางเรขาคณิต 10 แบบซึ่งใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อที่เป็นขนาดเฉพาะที่สำคัญทดสอบในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 100 ถึง 30,000 ผลการทดสอบได้แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปค่า

ของ Colburn j-factor โดยแสดงเส้นกราฟของค่า Colburn j-factor ที่เปลี่ยนแปลงไปกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และเปรียบเทียบได้อย่างดีกับการศึกษาวิจัยที่ทำมาก่อนหน้า ข้อมูลหลักได้มีการกระจายภายในช่วง $\pm 10\%$ และได้นำเสนอสมสัมพันธ์ระหว่างค่า Colburn j-factor ตัวเลขเรย์โนลด์ และตัวแปรในการติดครีป ต่อมาในปี ค.ศ. 1997 N.H.Kim และคณะ² ได้เสนออุปกรณ์วิจัยการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อปิดแผ่นครีปที่มีรูปทรงเป็นแบบคลื่นยักหรือก้างปลาที่ผ่านมาจำนวน 47 ชุดตัวอย่างทดสอบซึ่งมีการจัดเรียงท่อทั้งแบบแนวศูนย์เดียว (inline) และแบบสลับแนวศูนย์ (stagger) แต่ละชุดมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางที่อยู่ติดกันตามแนวขนานกับการไหลและตามแนวตั้งฉากกับการไหล ระยะห่างระหว่างแผ่นครีปที่อยู่ติดกัน ความยาวและความสูงของช่วงหยักของครีป จำนวนท่อตามแนวขนานกับการไหลและสภาพการไหลที่แตกต่างกันบางอย่างซึ่งได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้สูงการใช้ครีปแบบแผ่นเรียบธรรมดาและได้ปรับปรุงสมสัมพันธ์ที่เคยมีมาและสามารถนำมาใช้กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อติดแผ่นครีปที่เรียงกันสลับแนวศูนย์จำนวน 92% ของข้อมูลทั้งหมด ข้อมูลทั้งหมดได้ใกล้เคียงอยู่ในช่วง $\pm 10\%$ และค่าองค์ประกอบความเสียดทานในการไหลผ่านท่ออากาศจำนวน 91 % และในปี ค.ศ. 2000 chi-chuan wang และคณะ³ ได้ทำการศึกษาถึงระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีปสี่เหลี่ยมเรียงกันอยู่ในสถานะที่มีการลดความชื้นซึ่งมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นมาเป็นตัวทดสอบเปรียบเทียบกันจำนวน 9 ชุดซึ่งแต่ละชุดจัดเรียงแบบท่อสลับแนวศูนย์ (stagger) ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากัน 10.2 mm, ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อที่อยู่ติดกันตามแนวขนานกับการไหลเท่ากัน 22 mm, ระยะห่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่อยู่ติดกันตามแนวตั้งฉากกับการไหลเท่ากับ 25.4 mm ครีปสี่เหลี่ยมที่ใช้ความหนาเท่ากัน 0.13 mm แต่มีระยะห่างระหว่างครีปที่อยู่ติดกันและจำนวนท่อขนานกับการไหลที่แตกต่างกัน (จำนวน 2, 4 และ 6 ท่อ) ทดสอบที่อัตราความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านนอกท่อ 0.3 ถึง 0.45 m/s อัตราเร็วของน้ำที่ไหลผ่านท่อภายในท่อ 1.5 ถึง 1.7 m/s ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ 50 และ 90% ซึ่งผลการศึกษาข้อมูลของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าองค์ประกอบความเสียดทาน (friction factor) ในการไหลของอากาศและน้ำ และได้เสนอสมสัมพันธ์ที่สามารถนำไปใช้เก็บข้อมูลของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจำนวน 92% ของข้อมูลทั้งหมด และค่าองค์ประกอบความเสียดทานจำนวน 91% ของข้อมูลทั้งหมดที่ได้ถูกต้องอยู่ภายในช่วง $\pm 10\%$ และในปี ค.ศ. 2007

สมเกียรติ บุญชนะและคณะ⁴ ได้เปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน(ไหลสวนทาง) ในกรณีต่าง ๆ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนและน้ำเย็นมีค่า 0.0000942-0.000628 และ 0.00000111-0.00000552 m³/s ตามลำดับ อากาศร้อนมีอุณหภูมิที่เข้าระหว่าง 132-296 °C และพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(ทองแดง)มีค่า 0.00942-0.01582 m² ผลการวิจัยทำให้ทราบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีต่าง ๆ จะส่งผลโดยตรงต่อค่าNTUประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าประสิทธิภาพของระบบและในปี ค.ศ.2010 ภาวณิ นรตกรักษา และคณะ⁵ ได้ออกแบบเบื้องต้นเชิงอุณหพลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลวแบบกะทัดรัดที่มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง เมื่อเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีปริมาตรเท่ากัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังคงทำงานได้ดีถึงแม้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลมีค่าต่ำประมาณ 3-5 °C ซึ่งเป็นผลดีต่อการนำไปประยุกต์ใช้ในกระบวนการนำกลับพลังงานของของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำมาใช้ใหม่ เป็นต้น

ในบทความนี้ได้ทำการการออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำแข็งและลดการใช้พลังงานของเครื่องทำน้ำแข็ง เพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการจำลองของการขึ้นรูปของน้ำแข็งหลอดอย่างเหมาะสมและสามารถทำนายอัตราการผลิตน้ำแข็งภายใต้สภาวะแวดล้อมที่กำหนดให้ได้

กระบวนการผลิตน้ำแข็งหลอด

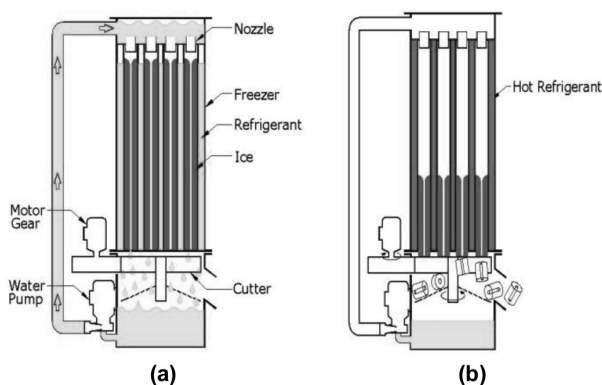


Figure 1 (a) The solidification of tubular ice process and (b) the defrost of tubular ice process

ขั้นตอนในการแข็งตัวของน้ำแข็ง เครื่องทำน้ำแข็งหลอด ทำงานโดยการใช้ปั๊มน้ำหมุนเวียนน้ำจากถังน้ำด้านล่างส่งขึ้นไปถังน้ำด้านบนผ่านหัวฉีดน้ำแล้วไหลตามผิวท่อลงสู่ถังน้ำด้านล่างอย่างรวดเร็ว โดยมีน้ำยาทำความเย็นอยู่รอบ

ภายนอกท่อ น้ำจะค่อย ๆ แข็งตัวเป็นน้ำแข็งหนาขึ้นเรื่อย ๆ ดังภาพ (a) และ ขั้นตอนการละลายน้ำแข็งเมื่อน้ำแข็งหนาตามขนาดที่ต้องการแล้ว ระบบควบคุมอัตโนมัติจะสั่งให้น้ำยาเย็นเข้ามาทำการละลายน้ำแข็งให้หลุดจากผิวท่อด้านใน จากนั้นน้ำแข็งจะไหลตกลงไปในเครื่องตัดน้ำแข็ง ตัดให้เป็นก้อนเล็ก ๆ ก่อนส่งไปยังกระบะรับน้ำแข็ง ซึ่งมีสกรูลำเลียงใส่ภาชนะบรรจุน้ำแข็งต่อไป ดังภาพ (b)

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Analysis of Heat Exchangers)

ในการออกแบบหรือเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้งานทางวิศวกรรมจำเป็นต้องมีความสามารถในการคาดคะเนอุณหภูมิตรงทางออกของของไหลร้อนและเย็นและสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของของไหลร้อนและเย็นได้เมื่อทราบอัตราการไหลของมวลของของไหลซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย แบบบล็อก(LMTD) และวิธี NTUประสิทธิภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยปกติมักใช้เป็นเวลานานโดยไม่เปลี่ยนแปลง เงื่อนไขในการทำงานดังนั้นอาจสมมุติว่าอุปกรณ์มีการไหลแบบสภาวะคงที่คุณสมบัติของไหล เช่น อุณหภูมิความเร็วที่ทางออกหรือทางเข้ามีค่าคงที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลง พลังงานจลน์และพลังงานศักย์ความร้อนจำเพาะของของไหลจะใช้ค่าเฉลี่ยเป็นค่าคงที่การนำความร้อนตามแนวแกนของท่อไม่มีความสำคัญและจะไม่นำมาคิดก็ได้สุดท้ายสมมุติให้ผิวนอกสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวนเป็นอย่างดีจนไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อมมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้ง2ชนิดเท่านั้นดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลอัตราการถ่ายเทความร้อน สามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นโดยที่

$$\Delta T = T_i - T_o \quad (1)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้หาจากกฎการ เย็นตัวของนิวตันโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนรวม U แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h แต่เนื่องจาก ΔT อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่างๆในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีรูปสมการ เป็น

$$Q = UA \Delta T \quad (2)$$

เมื่อ A คือพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนและ ΔT คือความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสม ระหว่างของไหล 2 ชนิด

การถ่ายเทความร้อนรวม

(The Overall Heat Transfer Coefficient)

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเซลล์ในเชิง ความร้อนก็คือ การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหล สองชนิดนั้นได้นิยามความหมายของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c ที่กันโดยผนังที่ไปด้วยสมการ

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (3)$$

$$UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^n R_n} \quad (4)$$

สำหรับในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อสองขนาดซ้อนรวมกันแนบเดียวกันนั้น พื้นที่ผิวด้านในนั้นมีค่าเป็น $2\pi R_i L$ ส่วนที่พื้นที่ผิวด้านนอกจะมีค่าเป็น $2\pi R_o L$ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คิดจาก A_o ซึ่งเป็นพื้นที่ผิวด้านนอกก็จะมีค่าเป็น

$$U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i} A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{c,o} A_o}} \quad (5)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_{c,i} A_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{c,o} A_o}} \quad (6)$$

แต่ถ้าหากคิดจาก A_i ซึ่งเป็นพื้นที่ด้านในก็มีค่าเป็น

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,i}} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{h_{c,o} A_o}} \quad (7)$$

หลักในการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. ต้องมีขนาดเหมาะสมกับสถานที่ติดตั้ง
2. สามารถประกอบติดตั้งเครื่องด้วยความสะดวก

3. มีอัตราการสูญเสียภายในที่น้อยที่สุด โดย อัตราการสูญเสียภายในที่หาได้จาก

$$TDH = h_s + h_l \quad (8)$$

$$h_s = \frac{KV^2}{2g} \quad \text{เมื่อ } h_s = \frac{KV^2}{2g} \text{ คือการสูญเสียในอุปกรณ์ข้อต่อต่าง}$$

$$h_l = f \frac{LV^2}{D2g} \quad \text{เมื่อ } h_l = f \frac{LV^2}{D2g} \text{ คือการสูญเสียภายในท่อตรง}$$

4. สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีโดย อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จาก

$$Q = UA \Delta T \quad (9)$$

โดยกำหนดให้ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำกับน้ำซึ่งมีค่าเท่ากับ $900 \text{ W/m}^2\text{K}$, A คือพื้นที่ผิวสัมผัส (m^2) และ ΔT คือ อุณหภูมิที่เข้าและออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ ได้แก่ แบบที่ 1 เป็นการออกแบบให้มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อยู่ภายในกล่องเพื่อทำให้อุณหภูมิของน้ำทิ้งไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของบรรยากาศ ซึ่งจะมีลักษณะตาม Figure 1 และมีคุณสมบัติตาม Table 1

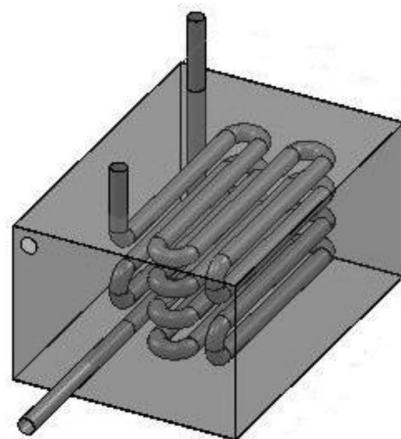


Figure 2 Heat exchanger type I

แบบที่ 2 เป็นแบบที่มีขนาด 3 นิ้วต่อเข้ากับท่อขนาด 2 นิ้ว เพื่อให้ลดการใช้ข้องอ 90° และเพื่อลดการสูญเสียภายในท่อ ดัง Figure 2 และมีคุณสมบัติตาม Table 1

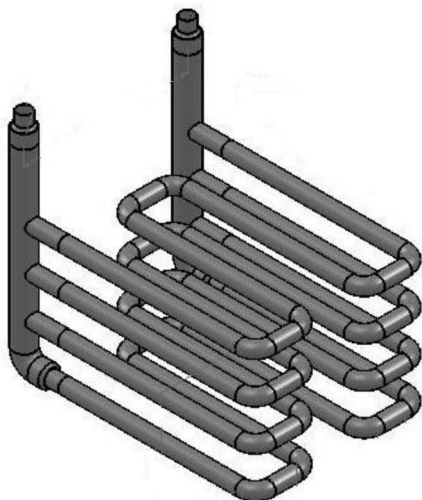


Figure 3 heat exchanger type II

Table 1 Compares the two types of H/X

	Type I	Type II	Unit
Velocity of Flow in the Pipe (V)	0.360	0.360	m/s
Sudden enlargement (K=1)	2	2	m
Sudden contraction (K=0.33)		2	m
Elbow 90 2-inch	31	24	-
3-way junction joints 2-inches (K=0.8)		6	-
The 3-joint of the 3-inch		6	-
2-inch pipe	10.8	10.6	m
3-inch pipe		0.75	m
Losses in the Pipeline	0.203	0.247	m
Surface Area (A_s)	4.023	5.18	m ²
Rate of Heat Transfer (q)	7,241	9,324	W
Costs	16,500	14,000	Baht

จากตารางเปรียบเทียบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 แบบ จะเห็นได้ว่าการออกแบบของแบบที่ 2 นั้น มีคุณสมบัติที่ดีกว่า จึงเลือกแบบที่ 2 ในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นมาใช้งาน

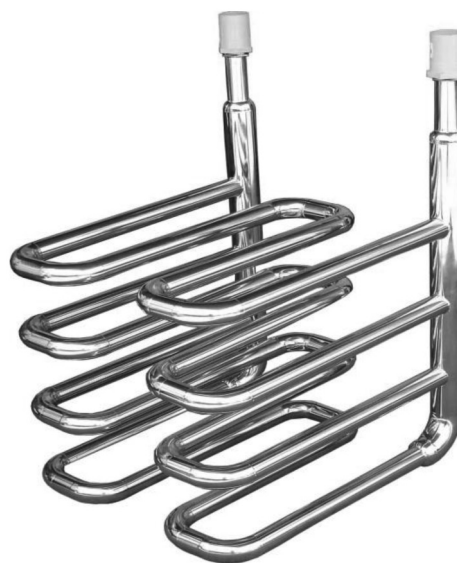


Figure 4 Designed of heat exchanger

ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณหาระยะคันทุน
จากสมการการถ่ายเทความร้อน

$$Q = mc_p (T_2 - T_1) \quad (10)$$

เมื่อ

Q คือ ภาระความร้อนที่ปรับปรุงที่ประหยัดได้

m คือ อัตราการไหลของน้ำ

c_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ คือ 4.186 kJ/kg°C

T_2 คือ อุณหภูมิน้ำก่อนเข้าเครื่องทำน้ำแข็ง

T_1 คือ อุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำแข็งหลังผ่าน
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$W = \frac{Q}{COP} \quad (11)$$

เมื่อ

W คือ กำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้

COP คือ ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำแข็ง

$$Es = W \times h \quad (12)$$

เมื่อ Es คือ พลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้

h คือ ชั่วโมงในการทำงานในหนึ่งปี

$$Bs = Es \times B \quad (13)$$

เมื่อ Bs คือ รวมเงินที่ประหยัดได้

B คือ ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย

$$PBP = \frac{\text{Price}}{Bs} \quad (14)$$

เมื่อ PBP คือ ระยะเวลาคืนทุน

Price คือ เงินลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ผลการทดลองและอภิปรายผล

1. ทำการสำรวจและเก็บข้อมูลต่างๆ เพื่อที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1.1 ทำการเก็บข้อมูลอุณหภูมิของน้ำดิบก่อนเข้าเครื่องทำน้ำแข็งและข้อมูลอุณหภูมิของน้ำล้นที่ออกจากเครื่องทำน้ำแข็งดัง Table 2

Table 2 the water inlet temperature ice maker and the temperature of the water overflow of the ice

No.	Water Inlet Temperature (°C)	Water Overflow Temperature (°C)
1	26.4	1.1
2	26.6	1.2
3	26.5	1.0
Average	26.5	1.1

1.2 ปริมาตรของอ่าง

Table 3 volume of the basin

Width	1.5 m
Length	1.5 m
Depth	0.58 m
Volume	1.19 m ³

2. ปริมาตรของน้ำล้น 200 ลิตรต่อชั่วโมง โดยปกติใน 1 วัน มีการผลิตน้ำแข็ง 11 ชั่วโมง น้ำล้น มีปริมาตร 2,200 ลิตรต่อวัน

3. การวัดอัตราการไหล

การเก็บข้อมูลเมื่อวันที่ 18 ธันวาคม 2554 ได้ทำการเก็บข้อมูลอัตราการไหลของน้ำในท่อ โดยใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลของของไหลในท่อ (flow meter) ดังแสดงในรูป 4 และจากการวัดอัตราการไหลของน้ำในท่อจะได้กราฟ Figure 5 ซึ่งจะแสดงข้อมูลการไหลของน้ำในท่อในช่วงเวลา 22.00 น. ถึง 09.00 น. จะพบว่ากราฟอัตราการไหลของน้ำจะขึ้นลงตามระบบการทำน้ำแข็งของเครื่องทำน้ำแข็ง โดยอัตรา

การไหลสูงสุดอยู่ที่ 1.2 ลิตรต่อวินาที ต่ำสุดอยู่ที่ 0 ลิตรต่อวินาที



Figure 4 Measured to flow rate

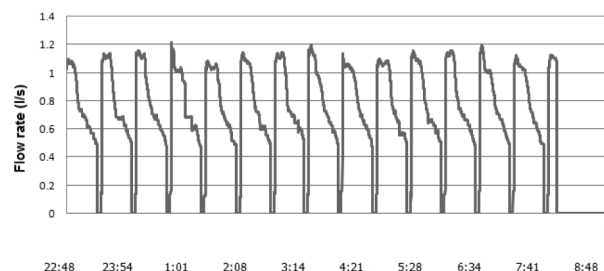


Figure 5 The signal of measured to flow rate

4. ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลังจากที่ได้สำรวจและเก็บข้อมูลต่างๆ ภายในโรงงานแล้วได้ออกแบบสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี ราคาถูกที่สุด

5. การติดตั้งชิ้นงาน หลังจากที่ได้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำการติดตั้งชิ้นงานกับทางโรงงานที่เข้าร่วมโครงการที่โรงงานน้ำแข็งขอนแก่นมิตรภาพ โดยก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำความสะอาดชิ้นงาน จากนั้นได้สำรวจระบบต่างๆ ภายในโรงงานรวมทั้งสำรวจระบบท่อน้ำเพื่อที่จะปรับปรุงระบบท่อน้ำใหม่ หลังจากนั้นเป็นการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งลงในอ่างน้ำเย็น และทำการทดสอบเดินเครื่อง

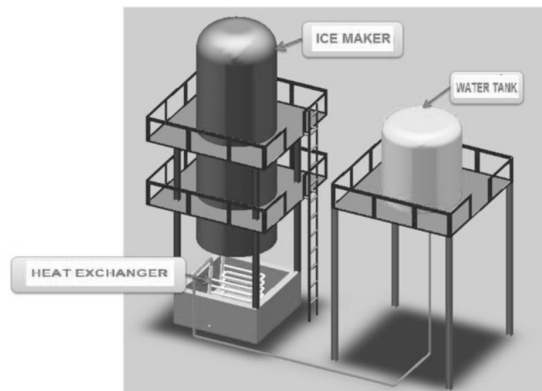


Figure 6 Ice production system after installing a heat exchanger

หลังจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเสร็จแล้วก็เป็นขั้นตอนการติดตั้งเครื่องตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำเข้าออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการไหลของน้ำในท่อ และอัตราการใช้ไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำแข็ง เพื่อนำข้อมูลมาใช้ในการคำนวณหาพลังงานที่ประหยัดได้โดยมีขั้นตอนการติดตั้งเครื่องตรวจวัดดังต่อไปนี้

ติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล

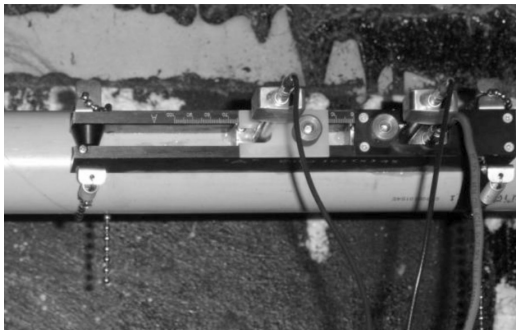


Figure 7 Installed flow meter

ติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำขาเข้าและขาออก



Figure 8 The air temperature of the water at the entrance and exit of the H/X

ติดตั้งเครื่องวัดอัตราการใช้ไฟฟ้า



Figure 9 The installing of Equipped with measuring consumption

หลังจากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วได้ทำการติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล เครื่องวัดอุณหภูมิและเครื่องวัดการใช้ไฟฟ้า โดยกราฟ Figure 10 แสดงผลต่างของอุณหภูมิที่เข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการวัดค่าหลังจากติดตั้งเครื่อง โดยทำการเก็บข้อมูลวันที่ 18 ธันวาคม 2554 ตั้งแต่เวลา 22.48 น. ถึง 23.52 น. โดยอุณหภูมิน้ำขาเข้าแสดงเป็นเส้นสีน้ำเงินและอุณหภูมิน้ำขาออกแสดงเส้นสีแดง จากกราฟจะเห็นว่าเส้นอุณหภูมิสีน้ำเงินจะค่อนข้างคงที่ เนื่องจากน้ำที่เข้ามาเป็นน้ำดิบที่ยังไม่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนเส้นอุณหภูมิของน้ำขาออกจะเห็นว่ามีส่วนช่วงของกราฟมีอุณหภูมิต่ำลงถึง 20°C ซึ่งเป็นช่วงที่ครบรอบการทำงานของเครื่องทำน้ำแข็งทำให้เกิดน้ำล้นจากเครื่องทำน้ำแข็งไหลลงอ่างที่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแช่อยู่ ทำให้อุณหภูมิของน้ำในบ่อต่ำลงทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงนี้ดีขึ้น ทำให้น้ำขาออกมีอุณหภูมิต่ำลงมาก เมื่อเครื่องทำน้ำแข็งดึงน้ำเข้าเครื่องในรอบการผลิตใหม่ จะทำให้อุณหภูมิของน้ำขาออกมีอุณหภูมิสูงขึ้นมาคงที่ที่ 27°C ดังนั้นจะได้ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกของเครื่องทำน้ำแข็งอยู่ที่ 2°C ดังแสดงในกราฟ Figure 10

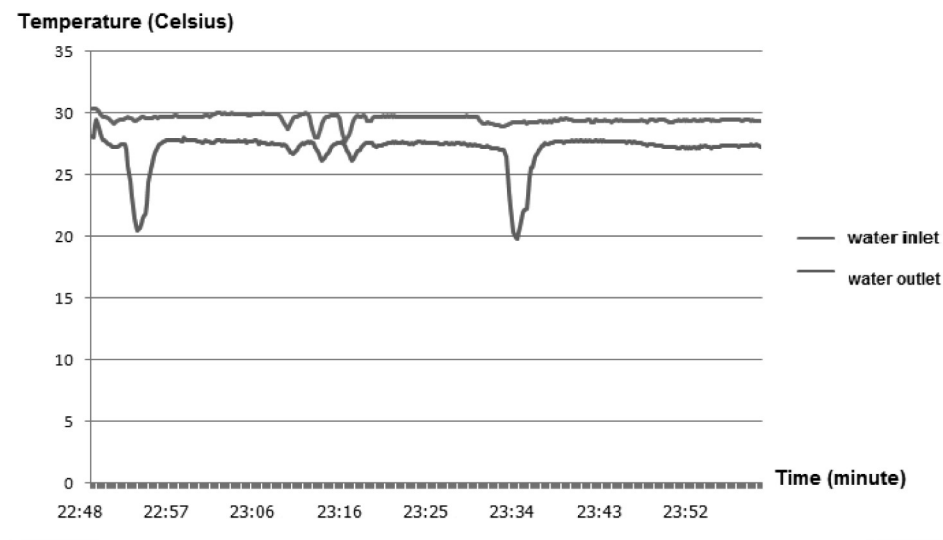


Figure 10 the difference of temperature in – out heat exchanger

Table 5 calculate the payback period

No.	Information	Symbol	Calculation	Unit
1	The flow rate of the water	m	0.73	kg/s
2	Waste water temperature	T_1	0	°C
3	Time of use	h	4,015	hour/y
4	Inlet water temperature	T_2	27	°C
5	The specific heat of water.	C_p	4.187	kJ/(kg °C)
6	Coefficient of performance ice machine.	COP	$Q/W = 1.8$	
7	Ice maker water temperature after the heat exchanger.	T_3	25	°C
8	This was after the cooling load savings.	Q	$m * C_p * (T_2 - T_3)$ $= 6.113$	kW
9	Power savings.	W	$Q/COP = 3.396$	kW
10	Energy savings.	Es	$W * h = 13635$	kWh/y
11	Average electricity.	B	$Bs / Es = 1.1914$	Baht/kWh
12	Total savings.	Bs	$Es * B = 16245$	Baht/y
13	Investment cost heat exchangers.	Price	14,000	Baht
14	Payback period.	PBP	$Price / Bs = 0.9$	year

สรุปผล

จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้เลือกใช้สแตนเลส เกรด 304 ในการออกแบบและสร้างชิ้นงานขึ้นมาเมื่อทำการติดตั้งและวัดค่าต่างๆ ได้ว่า อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 27°C และวัดอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนได้ 25°C ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิลงได้ 2°C และอัตราการไหลเฉลี่ยของน้ำที่วัดได้ 0.73 กิโลกรัมต่อวินาที นำข้อมูลดังกล่าวมาคำนวณหาภาระความเย็นหลังปรับปรุงที่ประหยัดได้ 6.11 กิโลวัตต์ นำค่าภาระความเย็นหลังปรับปรุงที่คำนวณได้ไปหาค่ากำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้โดย สมรรถนะมาตรฐาน (COP) ของเครื่องทำน้ำแข็งคือ 1.8 ซึ่งได้ค่ากำลังไฟฟ้าที่ประหยัดได้ 3.40 กิโลวัตต์ โดยในหนึ่งปี จะทำการเปิดเครื่องผลิตน้ำแข็งเป็นเวลา 4,015 ชั่วโมง ซึ่งจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 13,635 กิโลวัตต์ชั่วโมงต่อปี คิดเป็นค่าใช้จ่ายเท่ากับ 1.19 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง (ประหยัดได้ทั้งหมด 16,245 บาทต่อปี) ซึ่งเงินลงทุนค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จำนวน 14,000 บาท เพราะฉะนั้นระยะเวลาคืนทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เท่ากับ 0.9 ปี ซึ่งจะเห็นว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิลงได้จริงจึงสามารถประหยัดค่าไฟฟ้าลงได้ ซึ่งไม่ทำให้อัตราการไหลของระบบลดลง และระยะเวลาคืนทุนไม่ถึงปี ซึ่งคุ้มกับการติดตั้งใช้งานจริงในโรงงานอุตสาหกรรมน้ำแข็งโรงอื่นๆ ต่อไป

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณโรงงานขอนแก่นมิตรภาพที่ให้การทดลองและเก็บข้อมูลมาโดยตลอด สถานจัดการและอนุรักษ์พลังงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน(ขอนแก่น) และกลุ่มโปรเจกการปรับปรุงสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำแข็ง.

เอกสารอ้างอิง

1. N.Kayansayan, "Heat Transfer characterization of Plate Fin-Tube Heat Exchangers" International Journal of Refrigeration, Vol.17, Issue 1, 1994, pp.49-75.
2. N.-H. Kim; J.-H. Yun and R.L Webb, "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol.119, No.3, 1997, pp.560-567.
3. Chi-chuan wang, Yi-chuan Hsieh and Yur-tsai Lin, "Performance of Plate Fined Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions", Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer, Vol.119, No.1, 1997, pp 109-117.
4. สมเกียรติ บุญณะ และคณะ. "การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองของท่อซ้อนแบบต่างๆ" ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ พ.ศ 2550.
5. ภาวณี นรัตถรักษา และคณะ. "การออกแบบเบื้องต้นเชิงอุณหภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง" ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ พ.ศ 2553.