การศึกษาเชิงทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อโดยใช้การระเหยสำหรับชุดควบแน่นของโรงน้ำแข็ง

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EVAPORATIVE TUBE HEAT EXCHANGER FOR CONDENSING UNIT OF AN ICE FACTORY

อธิกร วงศธนวริศ [1] และ มานิจ ทองประเสริฐ [2]
[1,2] สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย
พญาไท กรุงเทพฯ 10330 โทร 02-2186806 โทรสาร 02-2186807 E-mail: lot407@yahoo.com

Atikorn Wongsatanawarid [1] and Manit Thongprasert [2]
[1,2] Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University
Phayatai, Bangkok 10330 Thailand Tel: 2-2186806 Fax: 02-2186807 E-mail: lot407@yahoo.com

บทคัดย่อ

การศึกษาเชิงทดลองชุดควบแน่นของโรงงานผลิตน้ำแข็งซองที่มีลักษณะชุดควบแน่นเป็นท่อเรียบแนวนอนแบบท่อเปลือยและมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายนอกแบบฟิล์มน้ำที่ไหลตกผ่านผิวท่อ (Falling film cooling) โดยเน้นการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อเป็นหลัก การคำนวณผลการทดลองอาศัยทฤษฎีพื้นฐานทางด้านการพาความร้อน และเทียบกับผลของแบบจำลองจากงานวิจัยของ Armbruster และ Mitrovic [2] เพื่อเป็นแนวทางในการเปรียบเทียบ การทดลองจะอาศัยระบบจำลองโดยใช้ท่อทองแดง 3 ท่อนในแนวระนาบเดียวกันแทนท่อของชุดควบแน่นและแลกเปลี่ยนความร้อนของฟิล์มกับน้ำร้อนภายในท่อแทนไอดงของสารทำความเย็นใน การศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำคือ อัตราการไหลของฟิล์มน้ำบนท่อ,ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ,ระยะห่างระหว่างท่อและความเร็วลม จากผลที่ได้พบว่า อัตราการไหลของฟิล์มน้ำเพิ่มขึ้นจะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใหญ่กว่าจะมีสัมประสิทธิ์ที่ต่ำกว่า ระยะห่างระหว่างท่อที่เพิ่มขึ้นจะทำให้สัมประสิทธิ์ฯลดลง และความเร็วที่เพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้รูปแบบการไหลของฟิล์มเสียจะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง

Abstract

The experimental study on evaporative tube condensing unit of an ice factory is the horizontal bare tube with external heat transfer by falling film. The interesting of the study is maximum heat transfer of falling film especially on heat transfer coefficients. The results calculation based on convection heat transfer compare to falling film heat transfer model of Armbruster and Mitrovic [2] . The experimental set up for testing is 3 copper tubes in same plane heat exchange between falling film and hot water as superheated vapor of refrigerant. The variables effect to heat transfer coefficients are falling film flow rate, pipe diameter, pipe distance and cross flow air velocity. The experiment results are increasing of film flow rate is higher heat transfer, more pipe diameter size drop the heat transfer, increase pipe distance decrease the heat transfer and unsuitable cross flow air velocity break film pattern drop the heat transfer.

1. บทนำ

ในปัจจุบันกระบวนการผลิตน้ำแข็งมีความสำคัญมากทั้งในด้านการทำความเย็น และการบริโภคเพราะว่าประเทศไทยเป็นประเทศเขตร้อนดังนั้นอุตสาหกรรมการทำน้ำแข็งจึงมีอยู่แทบทุกอำเภอใหญ่ๆ ในทุกจังหวัดของประเทศไทย ในกระบวนการผลิตน้ำแข็งการถ่ายเทความร้อนมีอยู่สองส่วนหลักๆ คือการทำความเย็นในบ่อที่ต้องการทำน้ำแข็ง (evaporator) และ การนำความร้อนไปถ่ายทิ้งที่ชุดควบแน่น (condenser) ทั้งสองส่วนมีความสำคัญไม่น้อยไปกว่ากันเพราะว่าหากสามารถนำความร้อนไประบายทิ้งได้มาก ก็จะได้สารทำความเย็นในสภาวะของเหลวไปดูดซับความร้อนได้มากด้วยเช่นกันโดยดั้งเดิมแล้วพบว่าโรงงานผลิตน้ำแข็งได้ใช้การถ่ายทิ้งความร้อนอย่างง่ายและใช้งานกันอย่างแพร่หลายคือการใช้การระบายความร้อนจากท่อเปลือย

(bare tube condenser) โดยการพาความร้อนของน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับท่อ condenser ซึ่งมีข้อดีของอุปกรณ์ชนิดนี้หลายประการทำให้เป็นที่นิยม แต่ก็ยังขาดการศึกษาออกแบบทางวิศวกรรมที่ดีทำให้ การถ่ายเทความร้อนไม่เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

ข้อดี

1. โครงสร้างง่ายมากผู้ใช้เข้าใจได้ง่ายมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า
2. การทำความสะอาดทำได้ง่ายเพราะตะไคร่จะเกิดภายนอกท่อมองเห็นได้จากภายนอก
3. ท่อมีความหนามากเพราะต้องรับความดันอายุการใช้งานจึงยาวนาน
4. ค่าใช้จ่ายในการดูแลรักษาต่ำ
5. การตรวจสอบการรั่วไหลทำได้ง่าย
6. การซ่อมแซมทำได้ง่าย ค่าใช้จ่ายต่ำ

ข้อเสีย

1. ต้องใช้เนื้อที่ในการติดตั้งมาก
2. ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าชนิดอื่นๆ

ดังนั้นจากการสำรวจข้อมูลพบว่าชุดควบแน่นแบบท่อเปลือยมีใช้มานานแล้วและเป็นที่นิยมมากกว่า เนื่องจากมีข้อดีในการใช้งานมากกว่า ขาดแต่การศึกษาออกแบบทางวิศวกรรมที่ดีเพื่อให้ได้การใช้งานที่เหมาะสมที่สุดในการถ่ายเทความร้อนจึงได้เกิดแนวความคิดที่จะนำมาศึกษาหาการใช้งานที่เหมาะสมที่สุดต่อการใช้งานด้านนี้ต่อไป

1.1 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เป็นการศึกษาเพื่อพัฒนาปรับปรุงแนวทางในการออกแบบชุดควบแน่นของโรงงานผลิตน้ำแข็งซองโดยมุ่งเน้นไปที่การศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนแบบท่อเปลือยที่อาศัยการพาความร้อนของน้ำร่วมกับการระเหยของน้ำเพื่อหาความเหมาะสมในการออกแบบโดยเน้นทางการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดเป็นหลักโดยศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์โดยการทำการทดลองกับระบบจำลองเพื่อหาสภาวะการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมเพื่อเป็นแนวทางปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเปลือยสำหรับโรงงานผลิตน้ำแข็งต่อไป

1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

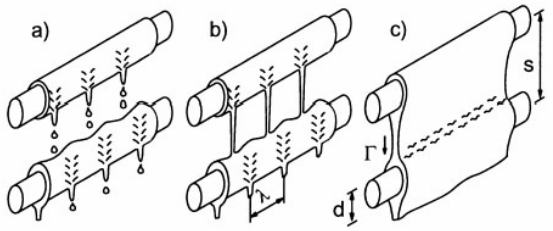
Armbruster และ Mitrovic[2]ได้ทำการวิจัยด้านการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำบนท่อเรียบแนวนอนมาอย่างต่อเนื่องจนงานวิจัยเมื่อปี 1998ได้สรุปแบบจำลองที่เหมาะสมในการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำสำหรับท่อเรียบแนวนอนไว้ซึ่งเป็นแนวทางในการคำนวณของงานวิจัยนี้ เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำที่มีการระเหยของน้ำด้วยนั้นมักจะอาศัยความเร็วอากาศที่ไหลสวนทางกับการไหลตกของฟิล์มซึ่งเป็นหลักการที่ใช้คล้ายกันในหอพึ่งน้ำเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทมวลในด้านการระเหย(evaporative) อย่างไรก็ตามการศึกษาด้านการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มบนท่อนั้นมีการทำอย่างกว้างขวางและนานมาแล้วจากการค้นคว้างานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าผลการทดลองที่ได้จากการศึกษาผลของความเร็วลมนั้นมีผู้สรุปไว้หลายด้านทั้งที่ความเร็วลมช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและอาจจะทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลงก็ได้ดังเช่นงานวิจัยของ Parker และ Treybal[1] ซึ่งพบว่าการถ่ายเทความร้อนจะลดลง 20%เมื่อมีความเร็วลมเทียบกับสภาวะอากาศนิ่งแต่ Rana et.al.[3] พบว่าการที่อากาศมีความเร็วลมจะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 0.85-1.7 เทียบกับสภาวะอากาศนิ่ง

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

งานวิจัยนี้มีขอบเขตการศึกษาเพื่อศึกษาตัวแปรโดยศึกษาจากทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำบนท่อเรียบแนวนอนที่มีการระเหยและทำการทดลองโดยการศึกษากับระบบจำลองโดยจำลองการถ่ายเทความร้อนที่ชุดควบแน่นสารทำความเย็นโดยทำการศึกษากับชุดท่อทองแดง 2 ขนาดคือ 12.8 มม.และ 19 มม. และทำการแปรเปลี่ยนตัวแปรอื่นๆอีกคือ อัตราการไหลของฟิล์มน้ำต่อความยาวท่อ, ระยะห่างระหว่างท่อเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อในเทอมไร้มิติ(s/d) และการแปรเปลี่ยนความเร็วลมจาก 0.96,1.2 และ 1.45 m/s การจำลองชุดทดสอบของชุดควบแน่นเป็นท่อทองแดงวางแนวนอนในระนาบแนวตั้งเดียวกัน 3 ท่อนและถ่ายเทความร้อนระหว่างฟิล์มน้ำกับน้ำร้อนในท่อโดยอาศัยชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนเพื่อรักษาอุณหภูมิผิวท่อขณะทำการทดลองให้สม่ำเสมอในแต่ละครั้ง

2. ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำบนท่อเรียบแนวนอนโดยใช้การระเหย (Falling film on horizontal tube with evaporative cooling)

ทฤษฎีที่สอดคล้องกับงานวิจัยนี้ได้จากงานวิจัยที่ทำการทดลองกันมาอย่างต่อเนื่องกว่า 20 ปีซึ่งสามารถพิจารณาโดยสภาวะการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำบนท่อเรียบแนวนอนที่จะนำมาถ่ายเทความร้อนออกจากระบบควบแน่นสารทำความเย็นในโรงงานน้ำแข็งจะถูกนำมาปล่อยผ่านท่อเพื่อให้น้ำไหลผ่านท่อสารทำความเย็นโดยอาศัยการพาความร้อนโดยการระเหยของฟิล์มน้ำเป็นการดูดความร้อนออกไปเพื่อช่วยควบแน่นสารทำความเย็นภายในท่อ จากการศึกษาของ Armbruster & Mitrovic[2] พบว่าลักษณะการพาความร้อนของฟิล์มน้ำที่ไหลผ่านท่อเรียบแนวนอนโดยมีการระเหยของฟิล์มน้ำเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนและมวลของฟิล์มน้ำกับผิวของท่อและอากาศพบว่าตัวแปรที่สำคัญที่จะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำคือ คือ รูปแบบการไหลของฟิล์ม, อัตราการไหลของฟิล์มน้ำ ,ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, ความเร็วของอากาศ และระยะห่างของท่อที่อยู่ถัดไป โดยรูปแบบการไหลของฟิล์มน้ำบนท่อแนวนอนสามารถแบ่งได้เป็น 3 แบบคือ แบบหยด (droplets) ,แบบเสา(columns) และแบบแผ่น(liquid sheet)ซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ลักษณะการไหลของฟิล์ม (a) Droplets, (b) Columns (c) Liquid sheet. (Armbruster and Mitrovic [2])

จากงานวิจัยของ Armbruster และ Mitrovic [2] พบว่าแบบจำลองที่เหมาะสมในการใช้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฟิล์มบนท่อเรียบแนวนอนที่ใช้การระเหยแบบท่อเดี่ยวสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$h_i = \frac{q_0}{T_s - T_{fi}} \quad (1)$$

$$h_i = Nu_i \, k_L \, (\frac{g}{v_L^2})^{1/3} \quad (2)$$

$$Nu_i = Nu_{i1} \, (1 + (\frac{Nu_{i1}}{Nu_{i2}})^4)^{-1/4} . (\frac{s}{d})^m \quad (3)$$

$$Nu_{i1} = 0.5 \, Re_L \, Pr_L \, Ga^{-1/3} \quad (4)$$

$$Nu_{i2} = F \, Re_L^n \, . \, Pr_L^{2/3} \, (1 + 0.5(\frac{1}{Re_L} . \frac{q}{h_{fg}} . \mu_L . (v_L^2 / g)^{1/3})^{0.075}) \quad (5)$$

$$F = 0.0135 \, (1 - 0.05 . e^{-(0.46 . \frac{Ka^{0.25}}{Re_L})^{12}}) \quad (6)$$

$$Ga = (\pi . \frac{d}{2})^3 . \frac{g}{v_L^2} \quad (7)$$

$$n = 1/3 \, . \, \frac{Ka^{0.092}}{(1 + Ka^{0.092})} \quad (8)$$

$$m = 0.16 \, . Re_L \, . (Ka^{0.025} - \frac{5.25}{(Re_L . Ka^{0.025} + 1)}) \quad (9)$$

โดยที่ คุณสมบัติของเหลวหาที่อุณหภูมิ

$$T_b = 0.5(T_s + 0.5(T_{fi^*} + T_{fo})) \quad (10)$$

3. วิธีการทดลอง

การทดลองจะอาศัยการจำลองสภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกชุดอุปกรณ์ควบแน่นเพื่อศึกษาผลของตัวแปรสำหรับการถ่ายเทความร้อนภายนอกสำหรับเครื่องควบแน่นสารทำความเย็นโดยอาศัยหลักการการพาความร้อนภายนอกท่อเปลือย เนื่องจากสภาพความเป็นจริงในการทำงานในสภาวะคงตัวการเปลี่ยนแปลงตัวแปรการไหลภายในท่อสารทำความเย็นจะค่อนข้างต่ำทำให้อุณหภูมิผิวของท่อจะอยู่ในสภาวะใดๆจุดหนึ่ง จึงศึกษาสภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนของฟิล์มน้ำกับท่อที่มีอุณหภูมิผิวในช่วง 50-40 °C เพื่อการศึกษาตัวแปรต่างๆที่จะปรับปรุงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยที่สภาวะการไหลภายในท่อไม่เปลี่ยนแปลงและเน้นที่สภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ ดังนั้นจะจำลองสภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อเป็นหลัก ส่วนสภาวะภายในท่อจะจำลองโดยใช้การไหลของน้ำร้อนที่มีการควบคุมอุณหภูมิและสภาพการไหลให้มีความคงตัว

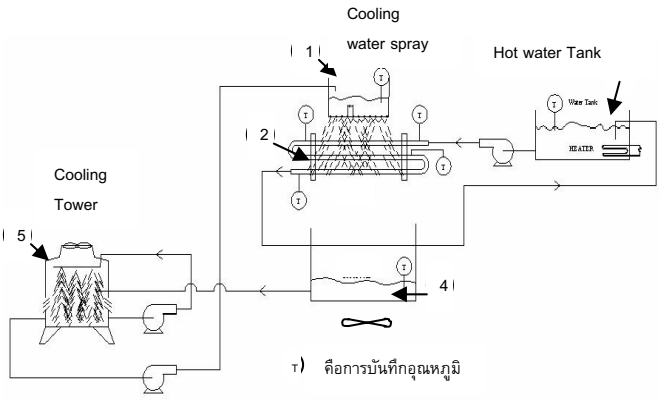
สภาพการถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อโดยการพาความร้อนของฟิล์มน้ำโดยที่จะออกแบบชุดทดลองให้สามารถมีการแปรเปลี่ยนค่าตัวแปรต่างๆที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนดังที่ได้ศึกษาทางทฤษฎีมาดังนี้

3.1. อัตราการไหลของฟิล์มน้ำ แปรเปลี่ยนอัตราการไหลในช่วง0.05 – 0.38 kg/m.s ซึ่งการวัดอัตราการไหลของน้ำบนท่อจะเป็นการวัดมวลของน้ำที่ไหลผ่านท่อกับเวลาต่อความยาวของท่อซึ่งเป็นการวัดอัตราการไหลฟิล์มทั่วไปบนท่อเรียบแนวนอน

3.2. รูปแบบการไหลของฟิล์ม จากการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลของฟิล์มจะทำให้ได้รูปแบบการไหลทั้ง 3 ชนิดจากทฤษฎีคือ droplet , column และ liquid sheet

3.3. ระยะห่างระหว่างท่อ จะทำการแปรเปลี่ยนระยะห่างของท่อจากจุดศูนย์กลางท่อ (s) ซึ่งทางทฤษฎีจะพิจารณาในเทอมไร้มิติคือ ระยะห่างระหว่างท่อกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (s/d) โดยทำการศึกษาที่ค่า 1.4 ,2.5 และ 3.5 ซึ่งค่าที่ได้มีแนวคิดมาจากงานวิจัยของ Armbruster และ Mitrovic[2] เพื่อที่จะสามารถเปรียบเทียบผลการทดลองกับแบบจำลองทางทฤษฎีได้

3.4. ความเร็วอากาศ ความเร็วของอากาศที่ไหลสวนทางกับการไหลนั้นจะทำการแปรเปลี่ยนที่ความเร็ว 0.96 , 1.2 และ 1.45 m/s ซึ่งเป็นความเร็วลมที่ได้จากการทดสอบโดยการวัดความเร็วลมจะวัดที่บริเวณด้านข้างใกล้กับฟิล์มน้ำมากที่สุด



รูปที่ 2 ภาพระบบจำลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนโดยการระเหยสำหรับท่อเปลือย

จากรูปที่ 2 แสดงระบบจำลองในงานวิจัยนี้โดยที่อุปกรณ์หลักของระบบจะถูกระบุโดยหมายเลขดังนี้

1. ชุดสร้างฟิล์มน้ำเพื่อให้สามารถควบคุมอัตราการไหลของฟิล์มน้ำต่อความยาวท่อได้อย่างคงตัว
2. ชุดทดสอบจำลองระบบควบแน่น
3. ชุดสร้างน้ำร้อนและควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อน
4. ชุดรอบรับฟิล์มน้ำ
5. หอพึ่งน้ำ

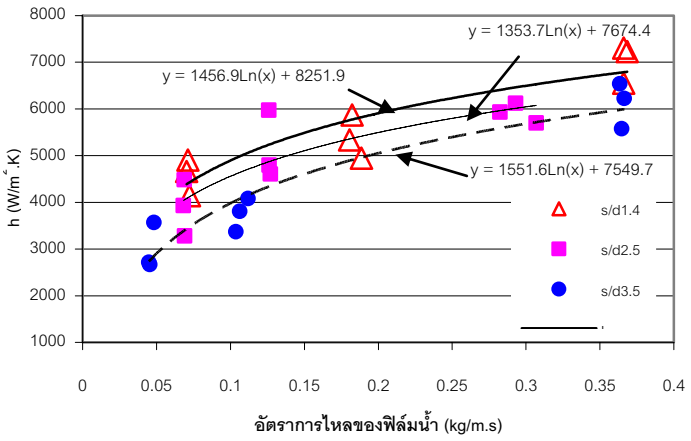
4. ผลการทดลอง

จากการทำการทดลองและแปรเปลี่ยนตัวแปรต่าง ๆเพื่อทำการศึกษาตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัยครั้งนี้พบว่าข้อมูลที่ได้จากการทดลองรวม 54 การทดลองซึ่งแต่ละครั้งก็จะทำการแปรเปลี่ยนตัวแปรไปโดยทำการบันทึกผลที่ได้ต่าง ๆทำให้ข้อมูลที่ได้มีจำนวนมากกว่า 100 ค่าซึ่งจากการนำไปประมวลผลและคำนวณแล้วช่วงของข้อมูลสามารถสรุปไว้ได้ในในตารางที่ 1

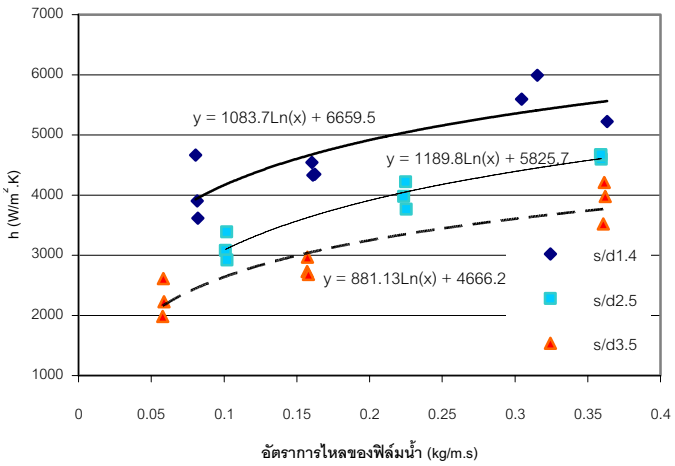
ตารางที่ 1 แสดงช่วงข้อมูลจากการทดลองของท่อทองแดงขนาด 12.8 และ 19 มม.

ข้อมูลการทดลอง		
เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ(มม.)	12.8	19
อุณหภูมิอากาศ($^{\circ}$C)	26-31	29-34
s/d	1.4 , 2.5 , 3.5	1.4 , 2.5 , 3.5
ความเร็วลม(m/s)	0.96,1.2,1.45	0.96,1.2,1.45
อัตราการไหลน้ำร้อน(kg/s)	0.1117	0.1353
อัตราการไหลฟิล์มน้ำ (kg/m.s)	0.04-0.36	0.06-0.36
ฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย(W/m^2)	12,000-50,000	10,000-27,000

จากผลการทดลองที่ได้นำไปคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจริงได้ดังรูปที่ 3 และ 4



รูปที่ 3 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อขนาด 12.8 มม.



รูปที่ 4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อขนาด 19 มม.

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการของการทดลองเมื่อนำไปคำนวณเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีพบว่ามีความแตกต่างกันอยู่มากเนื่องจากแบบจำลองที่นำมาทำการคำนวณเพื่อเป็นแนวทางเปรียบเทียบนั้นมีสภาวะการทดลองแตกต่างกันหลายด้านคือแบบจำลองที่ใช้ได้มาจากการทดลองบนท่อเพียงท่อนเดียวที่มีการรักษาให้ฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวคงที่และมีผลการ pre-cooling ฟิล์มน้ำก่อนที่ฟิล์มน้ำจะเข้าและเปลี่ยนความร้อนกับท่อทดสอบส่วนการวิจัยครั้งนี้เป็นการทดลองศึกษากับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน 3 ท่อนและสภาพฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนแปรผันการสภาพการไหลภายในท่อที่สภาวะคงตัวและไม่มีผลการ pre-cooling ฟิล์มน้ำซึ่งการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนกับท่อหลายท่อนนั้นจะแสดงถึงการส่งผลต่อกันของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแต่อย่างไรก็ตามไม่พบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ตรงตามงานวิจัยนี้อย่างแท้จริงจึงจำเป็นต้องใช้แนวทางทางทฤษฎีที่ได้ศึกษามาซึ่งได้ผลของตัวแปรต่าง ๆกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ศึกษาขนาด 12.8 มม.และ 19 มม. โดยขนาดท่อเป็น 19 มม.จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าท่อขนาด 12.8 มม. 15 – 35 % เมื่อ ซึ่งขึ้นอยู่กับตัวแปรอื่น ๆ ด้วย ส่วนอัตราการไหลต่าง ๆที่ส่งผลให้เกิดรูปแบบการไหลแบบ droplet , column และ liquid sheet นั้นโดยพิจารณาการไหลแบบ droplet ที่อัตราการไหลฟิล์ม 0.1 kg/m.s และ 0.2 kg/m.s สำหรับการไหลแบบ column และ 0.3 kg/m.s สำหรับแบบ liquid sheet ซึ่งให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลสูงขึ้น 22.7% และ 36% เมื่อเทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่อัตราการไหล 0.1 kg/m.s โดยรูปแบบการไหลฟิล์มแบบ liquid sheet จะให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด ส่วนการเพิ่มระยะห่างระหว่างท่อโดยพิจารณาค่า s/d ที่ 1.4 , 2.5 และ 3.5 นั้นหากระยะ s/d เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลงโดยพิจารณาที่ 0.2 kg/m.s ซึ่งเมื่อท่อขนาดท่อขนาด 12.8 มม. s/d เพิ่มขึ้นจะทำให้สัมประสิทธิ์ที่ได้ลดลง 6.96% และ 8.77% ตามลำดับ เช่นกันกับท่อ

ขนาด 19 มม. แต่การที่ s/d เพิ่มขึ้นจะทำให้สัมประสิทธิ์ลดลงมากกว่า โดยลดลง 20.44% และ 20.40% ตามลำดับ เช่นเดียวกับความเร็วลม คือเมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นโดยทำการศึกษาจาก 0.96 , 1.2 และ 1.45 m/s จะทำให้ค่าความชันของการลดอุณหภูมิลดลงแสดงถึงการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำลงโดยผลการทดลองที่ได้กับท่อขนาด12.8มม.ความเร็วลมที่เพิ่มขึ้นจะทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นหรือลดลง26% ส่วนท่อขนาด 19 มม.ความเร็วที่เพิ่มขึ้นจะทำให้การถ่ายเทความร้อนต่ำลง 23%หรือสูงขึ้น 19 % ผลของความเร็วลมอาจจะเพิ่มหรือลดการถ่ายเทความร้อนก็ได้ซึ่งเป็นไปในแนวทางเดียวกับงานวิจัยของ Parker และ Treybal [1] กับ Rana et.al [3]

จากผลงานวิจัยที่ได้ครั้งนี้ทำให้สามารถเสนอแนวทางในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเปลือยสำหรับใช้ในโรงงานผลิตน้ำแข็งได้ดังนี้

5.1. การออกแบบต้องใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็กในการออกแบบเพื่อให้ได้การถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดโดยพิจารณาร่วมกับฟลักซ์การไหลภายในท่อและความสูญเสียความดันภายในท่อในการออกแบบด้วย

5.2. ออกแบบให้ท่อมีค่าระยะห่างระหว่างท่อเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เกิน 2.0 เนื่องจากจะทำให้การถ่ายเทความร้อนถูกรบกวนได้ง่ายหากค่าดังกล่าวสูงกว่า 2.5

5.3. การใช้ความเร็วลมของอากาศควรพิจารณาอย่างระมัดระวังโดยไม่ออกแบบให้ความเร็วลมไปรบกวนการไหลของฟิล์มน้ำซึ่งทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดต่ำลง

5.4. ควรออกแบบการไหลของฟิล์มน้ำให้มีอัตราการไหลสูงโดยอาจจะออกแบบให้อัตราการไหลอยู่ในช่วง 0.3 – 0.4 kg/m.s ซึ่งจะทำให้มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าแต่อัตราการไหลที่มากกว่าช่วงดังกล่าวอาจจะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นหรือต่ำลงไม่สามารถทำนายได้เนื่องจากอยู่นอกเหนือขอบเขตงานวิจัยในครั้งนี้

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	หมายถึง	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
Cp	"	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg.K)
d	"	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
g	"	ค่าแรงโน้มถ่วงโลก มีค่า 9.81 m/s^2
h	"	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (W/m.K)
k	"	ค่าคุณสมบัติการนำความร้อนของวัสดุ ($W/m^2.K$)
Pr	"	Prandtl นัมเบอร์
Ka	"	Kapissta นัมเบอร์
Re	"	Raynolds นัมเบอร์
q	"	ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)
r	"	รัศมีของท่อ (m)
s	"	ระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
T	"	อุณหภูมิ ($^{\circ}C$)
v	หมายถึง	ความเร็วลม ณ.จุดใดๆ (m/s)
W	"	อัตราการไหลของสารในท่อ (kg/s)
ρ	"	ความหนาแน่นของสาร (kg/m^3)
δ	"	ความหนาของชั้นฟิล์ม (m.)
σ	"	แรงตึงผิวของน้ำ (N/m)
τ	"	ความเค้นเฉือนที่ผิว (N/m^2)
ν	"	ความหนืดคิเนมาติกส์ (m^2/s)
μ	"	ความหนืดไดนามิคส์ ($N.s/m^2$)
Γ	"	อัตราการไหลของฟิล์มต่อความยาวท่อ (kg/m.s)

เอกสารอ้างอิง

[1] Parker , R.O., Treybal, R.E., 1961. The heat-mass transfer characteristics of evaporative coolers, Chemical Engineering Progressive Symphosium .Ser.57(32) ,pp.138-149

[2] Armbruster, R., Mitrovic, J., 1998. Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes , Experimental Thermal and Fluid Science 18 ,pp.183-194.

[3] Rana, R.S., Charan, V., Varma, H.K., 1986 .Heat and mass transfer from a horizontal tube of an evaporative heat dissipate, International Journal of Heat and Mass Transfer 29 , pp.555–562

[4] Chitti, M. S., Anand, N. K., 1995 . An analytical model for local heat transfer coefficients for forced convective condensation inside smooth horizontal tubes ,International journal of Heat MassTransfer V.38 No.4 , pp.615-627.

[5] Hajal ,J. El., Thome, J.R., Cavallini, A., 2003. Condensation in horizontal tubes,part1: two-phase flow pattern map, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 pp.3349–3363.

[6] Thome, J.R.,Hajal J. El., Cavallini A. ,2003. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes , International Journal of Heat and Mass Transfer 46 ,pp.3365–3387.

[7] Smit, F.J., Meyer, J.P., 2002. Condensation heat transfer coefficients of the zeotropic refrigerant mixture R-22 /R-142b in smooth horizontal tubes ,International Journal of Thermal Sciences v.41,pp.625-630.

[8] Yunus A. Cengel and Michael A. Boles ,1994. Thermodynamics An Engineering Approches (2nd Edition) McGraw-Hill, New York

[9] Merle C. Potter , David C. Wiggert , Midhat Hondzo , Tom .I.P. Shih ,2001.Mechanics of Fluids (3rd Edition) Prentice-Hall ,Inc. USA.

[10] Yildiz Bayazitoglu , M.Necati Ozisik ,2000. Elements of Heat Transfer (Int .Edition) , McGraw-Hill, New York