

วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบใน สภาวะลดความชื้น

Equivalent Dry Bulb Temperature Method for Fin-and-Tube Heat Exchangers in Dehumidification

ธนวันต์ กังวลกิจ, ณัฐยา พรประเสริฐ, ดนัย แก้ววรรณ, อนุสรณ์ อยู่สบาย, ณัฐพล เงินเจือ, ธนัยพัฒน์ ฐระท่า,
วรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา ตำบลแสนสุข อำเภอเมือง จังหวัดชลบุรี 20131

*ติดต่อ: worapiro@gmail.com, 0818048996

บทคัดย่อ

ในระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบอาจถูกใช้เป็นอีวาโปเรเตอร์หรือคอนเดนเซอร์ก็ได้ โดยเมื่อถูกใช้เป็นอีวาโปเรเตอร์ อุณหภูมิที่ผิวท่อและผิวครีบจะต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ซึ่งจะทำให้เกิดการควบแน่นของไอน้ำในอากาศเกิดเป็นหยดน้ำมาเกาะที่ผิวด้านนอกของอีวาโปเรเตอร์ ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงไปพร้อมๆ กัน ซึ่งจะมีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้น ในงานวิจัยนี้ จะเป็นการศึกษาเชิงทฤษฎีเกี่ยวกับวิธีการวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบในสภาวะลดความชื้น โดยอาศัยวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล (Equivalent dry bulb temperature) รวมถึงอาศัยข้อมูลการทดลองจากงานวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่ไปแล้วในอดีต เพื่อศึกษาลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น จากผลลัพธ์จะพบว่า 92% ของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลจะแตกต่างจากค่าที่ได้จากวิธีศักยภาพเอนทัลปีทีน้อยมิใช่อยู่ในปัจจุบัน ไม่เกิน 10%

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ, วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล, สภาวะลดความชื้น

Abstract

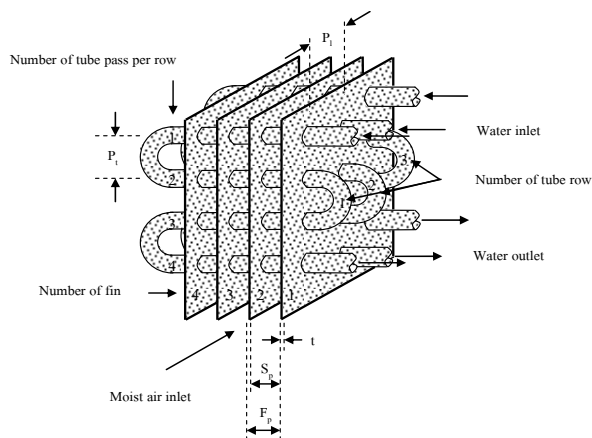
Fin-and-tube heat exchangers are the most widely used heat exchangers that can found in the application of air-conditioning and refrigeration systems. The heat exchangers can be applicable to condensers and evaporators. In the evaporators, the outside tube and fin surface temperatures are generally below the dew point temperature. Then, the water vapor will be condensed at the outside surfaces. As a result, simultaneous heat and mass transfer will be taken place at some outside tube and fin surfaces. In general, the complexity of the heat transfer of moist air flowing across the fin-and-tube heat exchanger under dehumidification makes the theoretical simulations very difficult. Then, the objective of this research is to study the heat transfer of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions by using the equivalent dry bulb temperature method. The experimental data for analyzing the heat transfer characteristics are obtained from the published literatures. Form the results, it can be found that 92% of heat transfer rate obtained from the equivalent dry bulb temperature method come close those obtained from the enthalpy potential method within 10%.

Keywords: Dehumidifying condition, Equivalent dry bulb temperature method, Fin-and-tube heat exchanger

TSF-42

1. บทนำ

ในการทำความเย็นและการปรับอากาศ มักจะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ ดังแสดงในรูปที่ 1 เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศซึ่งไหลอยู่ภายนอกกับสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในท่อ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบอาจอยู่ในสภาวะแห้งหรือสภาวะเปียกก็ได้ โดยถ้าอุณหภูมิที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างแล้ว ไอน้ำในอากาศจะควบแน่นมาเกาะที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงจากอากาศไปยังสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ในท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะอยู่ในสภาวะเปียก แต่หากอุณหภูมิที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างแล้ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะอยู่ในสภาวะแห้ง



รูปที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ

ในปี ค.ศ. 1970 Threlkeld [1] ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบที่อยู่ในสภาวะเปียก โดยแบบจำลองดังกล่าวจะอยู่บนพื้นฐานของศักยภาพเอนทัลปี ซึ่งในงานวิจัยส่วนใหญ่จะใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Threlkeld [1] ในการศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบในสภาวะลดความชื้น ในปี ค.ศ. 2005 – 2008 ผู้วิจัยในบทความบทความนี้ หรือ Pirompugd et al. [2-7] ได้สร้าง พัฒนา และนำเสนอ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีชื่อว่า “Tube-by-tube method” [2,3], “Fully wet and fully tiny circular fin method” [4,5] และ “Finite circular fin method” โดยอาศัยวิธีศักยภาพเอนทัลปีเป็นพื้นฐาน โดย FCFM เป็นแบบจำลองที่มีความแม่นยำมากที่สุดในปัจจุบัน

นอกจากวิธีศักยภาพเอนทัลปีแล้ว ในปี ค.ศ. 2003 Wang et al. [8] ได้นำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล (Equivalent dry bulb temperature method) สำหรับทำนายสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ โดยวิธีของ Wang et al. [8] จะอาศัยการเปลี่ยนเอนทัลปีให้เป็นอุณหภูมิกระเปาะแห้ง โดยอาศัยการลากเส้นเอนทัลปีคงที่ลากตัดกับเส้นความชื้นสัมบูรณ์คงที่ในแผนภาพไซโครเมตริก ในปี 2015 ผู้วิจัยในบทความนี้ หรือ Pirompugd et al. [9] ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ คือ FCFM บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล พร้อมทั้งนำเสนอสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและสัมประสิทธิ์การพามวลด้านอากาศอีกด้วย

อย่างไรก็ตาม แม้ว่า Pirompugd et al. [9] จะนำเสนอวิธี FCFM บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล ซึ่งมีความแม่นยำสูงมาก แต่วิธีดังกล่าวก็ยากต่อการใช้งาน ดังนั้น ในงานวิจัยนี้ จะนำเสนอวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลที่อยู่บนพื้นฐานของก้อนความร้อน (Lump approach) โดยวิธีดังกล่าวนี้ แม้ว่าจะมีความแม่นยำน้อยกว่าวิธี FCFM แต่ก็เป็วิธีที่ง่ายต่อการใช้งานจริงมากที่สุด

2. วัตถุประสงค์

2.1 เพื่อนำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่อยู่บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบในสภาวะลดความชื้น

2.2 เพื่อศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบในสภาวะลดความชื้น

TSF-42

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศและสารทำความเย็นในท่อได้รับ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ดังนี้

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_{a,in} - i_{a,out}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r C_{p,r} (T_{r,out} - T_{r,in}) \quad (2)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ การถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปยังผิวท่อโดยวิธี อุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล (Equivalent dry bulb temperature method) จะสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{actual} = h_{c,o} (A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m}^e - T_{p,o,m}) \quad (3)$$

เมื่อรวมความหนาของฟิล์มน้ำที่เกาะตามผิวครีบ จะได้ดังสมการที่ 4 ดังนี้

$$\dot{Q}_{actual} = \frac{(A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m}^e - T_{p,o,m})}{\frac{1}{h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{actual} = h_{o,EDT} (A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{a,m}^e - T_{p,o,m}) \quad (5)$$

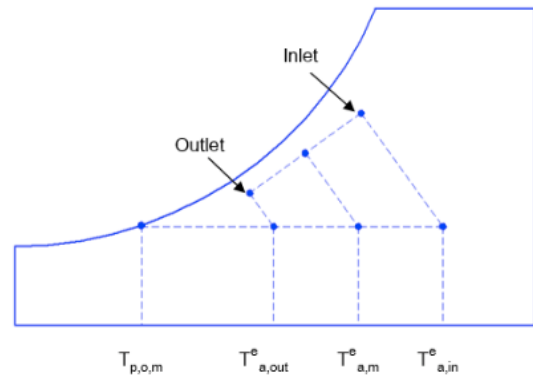
ซึ่งจากงานวิจัยของ Myer [10] ได้แนะนำให้ความหนาของฟิล์มน้ำมีค่าเท่ากับ 0.005 นิ้ว

จากสมการที่ 5 เมื่อรวมเข้ากับสมการการถ่ายเทความร้อนโดยการนำจากผิวท่อด้านนอกไปยังผิวท่อด้านใน และการพาความร้อนจากผิวท่อด้านในไปยังสารทำความเย็น จะได้

$$\dot{Q}_{total} = U_o A_o \Delta T_m F \quad (6)$$

เมื่อ ΔT_m คือ ความแตกต่างเฉลี่ยเชิงลอการิทึมของอุณหภูมิอากาศสมมูลและอุณหภูมิของสารทำความเย็น สำหรับการไหลแบบสวนกัน

สำหรับการคำนวณหาอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล ($T_{a,m}^e$) ที่สภาวะใด ๆ นั้น จะอาศัยการลากตัดกันของเส้นตรง 2 เส้น คือ เส้นเอนทัลปีคงที่ที่สภาวะนั้นๆ และเส้นความชื้นสัมบูรณ์คงที่ที่สภาวะผิวเปียก ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 2 การหาอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล

F คือ ตัวประกอบแก้ไขสำหรับการไหลแบบตัดขวาง กันซึ่งสามารถสืบค้นได้จาก Threlkeld [1]

สำหรับ U_o คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ 7 ดังนี้

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_r A_{p,i}} + \frac{\ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k_p L_p} + \frac{1}{h_{o,EDT} (A_{p,o} + A_f \eta_f)} \quad (7)$$

โดย

$$h_{o,EDT} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (8)$$

h_r คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อไปยังสารทำความเย็น โดยสามารถคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski [11] ดังนี้

$$h_r = \frac{(f_r / 2) (\text{Re}_{D_i} - 1000) \text{Pr}_r}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_r / 2} (\text{Pr}_r^{2/3} - 1)} \cdot \frac{k_r}{D_i} \quad (9)$$

เมื่อ f_r คือ ตัวประกอบความเสียดทาน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 10 ดังนี้

$$f_r = \frac{1}{(1.58 \ln \text{Re}_{D_i} - 3.28)^2} \quad (10)$$

ประสิทธิภาพของครีบเปียกซึ่งอยู่บนพื้นฐานของวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง สามารถคำนวณได้จากสมการของ Pirompugd et al. [9] ดังนี้

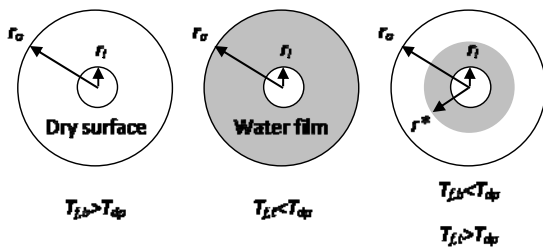
TSF-42

$$\eta_{f,part} = \frac{2r_i}{M_T(r_o^2 - r_i^2)} \left[\frac{\frac{M_m \theta_{dp}}{M_T \theta_i} [K_0(M_T r_i) I_1(M_T r_i) + I_0(M_T r_i) K_1(M_T r_i)] \times [I_1(M_m r^*) K_1(M_m r_o) - I_1(M_m r_o) K_1(M_m r^*)]}{[I_0(M_T r_i) K_1(M_T r^*) + I_1(M_T r^*) K_0(M_T r_i)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]} \right] + \frac{2r_i}{M_m(r_o^2 - r_i^2)} \left[\frac{[I_1(M_T r^*) K_1(M_T r_i) - I_1(M_T r_i) K_1(M_T r^*)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]}{[I_0(M_T r_i) K_1(M_T r^*) + I_1(M_T r^*) K_0(M_T r_i)] \times [I_0(M_m r^*) K_1(M_m r_o) + I_1(M_m r_o) K_0(M_m r^*)]} \right] \quad (11)$$

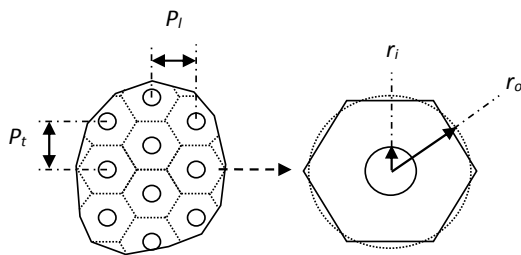
$$\text{โดย } M_T = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \zeta \quad (12)$$

$$\zeta = \frac{T^e - T_a^e}{T - T_a} \quad (13)$$

สมการที่ 11 เป็นสมการที่ใช้สำหรับคำนวณประสิทธิภาพของครีบบางกลมที่อยู่ในสภาวะผิวเปียกบางส่วน สภาวะผิวเปียกทั้งหมด และสภาวะผิวแห้ง ดังรูปที่ 3 อีกทั้ง ยังสามารถประยุกต์ใช้กับครีบบางแผ่นได้ โดยอาศัยการพิจารณาพื้นที่สมมูล ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 3 ครีบบางกลมที่อยู่ในสภาวะต่างๆ



รูปที่ 4 วิธีพื้นที่วงกลมสมมูล

โดย

$$r_o = \sqrt{\frac{P_i P_t}{\pi}} \quad (14)$$

สำหรับสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน โดยการพาระหว่างอากาศกับผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบาง สามารถสืบค้นได้จากงานวิจัยในอดีต

Wang et al [12] ได้นำเสนอสมการของตัวประกอบ j ซึ่งได้มาจากข้อมูลการทดลองในช่วง $300 < Re_{DC} < 5500$ ดังนี้

$$j_4 = 0.29773 Re_{DC}^{-0.364} \varepsilon^{-0.168} \quad (15)$$

$$j_N = 0.4 Re_{DC}^{-0.468+0.04076N} \varepsilon^{0.159} N^{-1.261} \quad (16)$$

เมื่อ j_4 คือ ค่าตัวประกอบ j เมื่อมีจำนวนชุดท่อ 4 แถว
 j_N คือ ค่าตัวประกอบ j เมื่อมีจำนวนชุดท่ออื่นๆ
 N คือ จำนวนแถวของท่อ

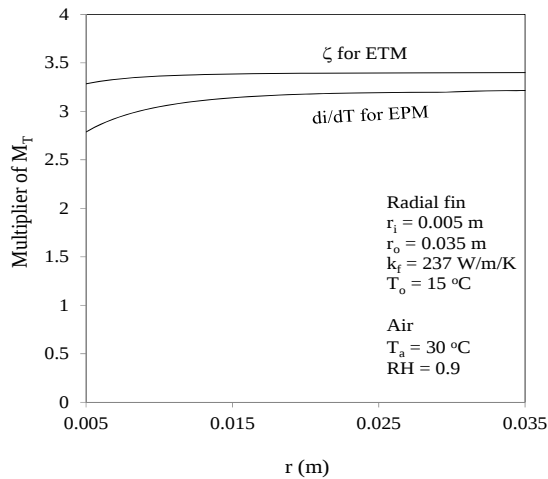
และ

$$\varepsilon = \frac{A_o}{A_{p,o}} \quad (17)$$

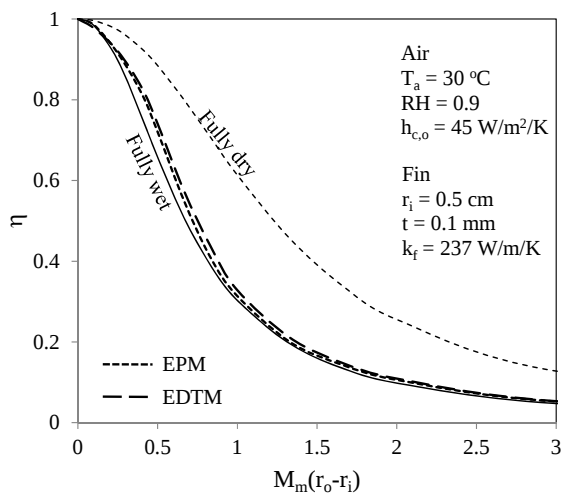
4. ผลลัพธ์และการวิเคราะห์

จากรูปที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบตัวคูณของ M_T ที่แตกต่างกัน ระหว่าง ตัวคูณจากวิธีศักยภาพเอนทัลปี และ ตัวคูณจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลซึ่งเป็นไปตามสมการที่ 12 และ 13 โดยจะพบว่า ตัวคูณสำหรับวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูล (Equivalent dry bulb temperature method, EDTM) จะให้ค่าคงที่ตามสมมติฐานมากกว่าตัวคูณสำหรับวิธีศักยภาพเอนทัลปี (Enthalpy potential method, EPM) อย่างไรก็ตาม แนวโน้มที่ปรากฏในรูปที่ 5 นี้ เป็นเพียงแนวโน้มสำหรับสภาวะหนึ่งของเรื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น แต่จะมีสภาวะอื่นๆ ที่ตัวคูณสำหรับวิธีศักยภาพเอนทัลปีให้ค่าคงที่ตามสมมติฐานมากกว่าตัวคูณสำหรับวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมมูลเช่นกัน ดังนั้น จึงอาจสรุปไม่ได้อย่างแน่นอนว่า ตัวคูณจากวิธีใด ที่ให้ค่าคงที่ตามสมมติฐานมากกว่ากัน

TSF-42



รูปที่ 5 การเปรียบเทียบตัวคูณสำหรับ M_r



รูปที่ 6 ประสิทธิภาพของครีบบีเยก

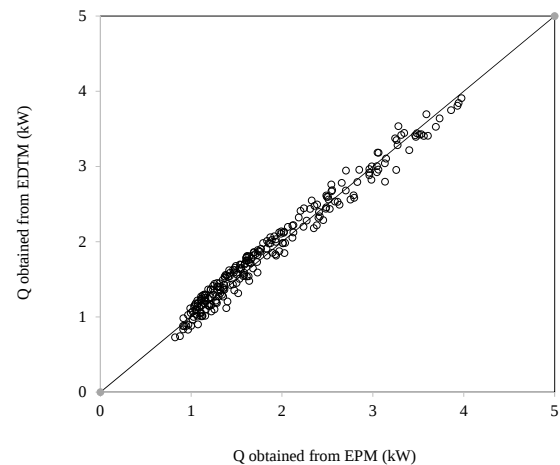
อย่างไรก็ตาม สำหรับวิธีศักย์เอนทัลปีที่อยู่บนพื้นฐานของกอนความร้อนแล้ว จะปรากฏตัวคูณอยู่ในสมการสัมประสิทธิ์การพาและการนำความร้อนด้านท่อซึ่งมีสมมติฐาน คือ ตัวคูณจะมีค่าคงที่ตามทิศทางการไหลของสารทำความเย็น ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว ตัวคูณเหล่านี้จะมีค่าแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิตลอดการไหลของสารทำความเย็น

เพื่อแก้ไขข้อบกพร่องของวิธีศักย์เอนทัลปี Pirompugd et al. [6, 7, 9] ได้พัฒนาวิธี FCFM เพื่อให้สมมติต่างๆ เข้าใกล้ความเป็นจริงมากยิ่งขึ้น แต่ขั้นตอนในการคำนวณตามวิธี FCFM นั้น มีความซับซ้อนเป็นอย่างยิ่ง

รูปที่ 6 แสดงประสิทธิภาพของครีบบีเยกบางส่วน ครีบบีเยกทั้งหมด และครีบบ้างทั้งหมด ที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมดุล (EDTM) ตามสมการที่ 11

เทียบกับประสิทธิภาพของครีบบีเยกที่ได้จากวิธีศักย์เอนทัลปี (EPM) โดยจะพบว่า ประสิทธิภาพที่ได้จากทั้งสองวิธีมีความใกล้เคียงกันอย่างมาก และมีค่าใกล้เคียงกับประสิทธิภาพของครีบบีเยกจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งที่แท้จริง (DTM) ซึ่งปรากฏในงานวิจัยของ Pirompugd et al. [9] เช่นกัน

สำหรับการคำนวณตามหลักการกอนความร้อนนั้น จะใช้ประสิทธิภาพของครีบบีเยกเพียงค่าเดียว ซึ่งคำนวณจากอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกที่ผิวท่อด้านนอกและอุณหภูมิสมมูลเฉลี่ยเชิงล็อกของอากาศ โดยมีสมมติฐานที่สำคัญ คือ ประสิทธิภาพของครีบบีเยกทุกตำแหน่งจะต้องมีค่าเท่ากัน ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว ประสิทธิภาพของครีบบีเยกแต่ละตำแหน่งจะแตกต่างกันมาก และอาจมีสภาวะแตกต่างกัน

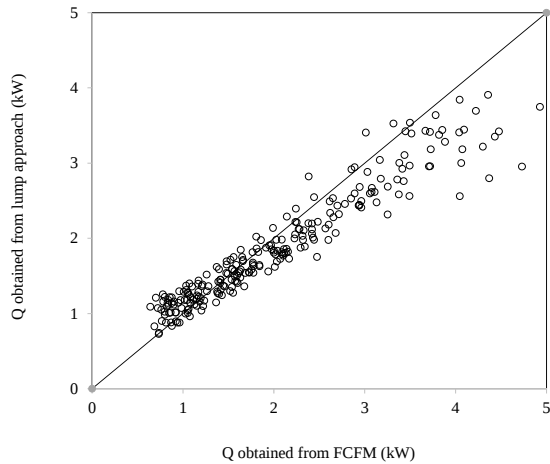


รูปที่ 7 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จาก 2 วิธี

รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จาก 2 วิธี คือ วิธีศักย์เอนทัลปีที่ยอมรับใช้อยู่ในปัจจุบัน กับ วิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมดุล โดยอาศัยการสมมติขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดมาตรฐานตามที่ถูกใช้งานอยู่ปัจจุบัน โดยจากรูป จะเห็นได้ว่า 92% ของข้อมูลที่ได้จากการคำนวณนั้น แสดงให้เห็นว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมดุลจะมีความคลาดเคลื่อนไปจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีศักย์เอนทัลปีไม่เกิน 10%

อย่างไรก็ตาม การเปรียบเทียบดังกล่าวนี้ ไม่ได้แสดงให้เห็นว่า วิธีใดให้ค่าที่ถูกต้องมากกว่ากัน แต่เป็นการยืนยันว่า การคำนวณที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมดุลจะให้ค่าที่ใกล้เคียงกับวิธีศักย์เอนทัลปีที่ยอมรับใช้อยู่ในปัจจุบัน

TSF-42



รูปที่ 8 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จาก
Lump approach และ FCFM

ในรูปที่ 8 แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีอุณหภูมิกระเปาะ
แห่งสมมูล โดยเปรียบเทียบระหว่าง อัตราการถ่ายเท
ความร้อนจากการสมมติให้เป็นก้อนความร้อนซึ่งนิยมใช้
อยู่ในปัจจุบัน กับวิธี FCFM ซึ่งมีความแม่นยำกว่า โดย
จากรูปจะพบว่า ค่าที่ได้จากวิธีก้อนความร้อนจะมีความ
คลาดเคลื่อนอยู่พอสมควร เนื่องจากวิธีก้อนความร้อนใช้
อุณหภูมิสมมูลเฉลี่ยของอากาศและอุณหภูมิเฉลี่ยของ
สารทำความเย็นในการคำนวณนั่นเอง

5. สรุป

ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์
สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของ
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบท่ออยู่ในสภาวะ
ลดความชื้น โดยแบบจำลองดังกล่าวอาศัยวิธีอุณหภูมิ
กระเปาะแห่งสมมูล และอยู่บนพื้นฐานของก้อนความร้อน

5.1 สมการสำหรับคำนวณประสิทธิภาพของ
ครีบท่อบางส่วน ครีบท่อทั้งหมด และครีบท่อทั้งหมด
โดยวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห่งที่แท้จริงได้ถูกนำเสนอไว้ใน
แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าว

5.2 ตัวคูณสำหรับ M_T ซึ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญ ได้รับ
การยืนยันว่า ให้ค่าที่ใกล้เคียงกับสมมติฐานไม่ต้องไปกว่า
ตัวคูณจากวิธีศกยเอนทลปีที่ใช้ในปัจจุบัน

5.3 สมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ
สามารถสืบค้นได้จากงานวิจัยในอดีต โดยสามารถใช้
สมการที่ได้จากวิธีศกยเอนทลปีได้ทันที อย่างไรก็ตาม
ในบทความนี้ ได้นำเสนอข้อมูลดังกล่าวบางส่วนไว้อีกด้วย

5.4 ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการ
ถ่ายเทความร้อนจากวิธีอุณหภูมิกระเปาะแห่งที่แท้จริงและ
จากวิธีศกยเอนทลปี มีค่าไม่เกิน 10%

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยบูรพา ที่ได้ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้
จนสามารถพัฒนาแบบจำลองขึ้นมาได้

7. รายการสัญลักษณ์

A_f	พื้นที่ผิวของครีบท่อ, m^2
$A_{p,i}$	พื้นที่ผิวด้านในของท่อ, m^2
$A_{p,o}$	พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อ, m^2
A_o	พื้นที่ผิวด้านนอกทั้งหมด ซึ่งเป็นผลรวม ระหว่าง A_f and $A_{p,o}$, m^2
$C_{p,a}$	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$C_{p,r}$	ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
D_c	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ คัดที่พื้นผิว ด้านนอกสุดซึ่งรวมปลอกด้วย, m
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางด้านในของท่อ, m
D_o	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางด้านนอกของท่อ, m
F	ตัวประกอบแก้ไข
F_p	พิตช์ของครีบท่อ, m
$h_{c,o}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอก ระหว่างอากาศและพื้นผิวของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_r	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
I_0	modified Bessel function solution of the first kind, order 0.
I_1	modified Bessel function solution of the first kind, order 1.
$i_{a,in}$	เอนทลปีของอากาศชื้นที่ทางเข้า, $J\ kg^{-1}$
$i_{a,out}$	เอนทลปีของอากาศชื้นที่ทางออก, $J\ kg^{-1}$
i_{fg}	เอนทลปีของการกลายเป็นไอ, $J\ kg^{-1}$
J_h	Colburn heat transfer group or Chilton- Colburn j-factor for the heat transfer
K_0	modified Bessel function solution of the second kind, order 0

TSF-42

K_1	modified Bessel function solution of the second kind, order 1
k_f	ค่าการนำความร้อนของครีป, $W m^{-1} K^{-1}$
k_p	ค่าการนำความร้อนของท่อ, $W m^{-1} K^{-1}$
k_w	ค่าการนำความร้อนของฟิล์มน้ำ, $W m^{-1} K^{-1}$
L_p	ความยาวท่อ, m
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลโดยมวลของอากาศแห้ง, $kg s^{-1}$
$\dot{m}_r$	อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็นในท่อ, $kg s^{-1}$
P_l	พิตช์ของท่อตามแนวยาว, m
P_t	พิตช์ของท่อตามแนวขวาง, m
$\dot{Q}_a$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศชื้น, W
$\dot{Q}_r$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นในท่อ, W
Re_{D_c}	ตัวเลขเรย์โนลด์ คัดที่ D_c
r_i	รัศมีด้านในของครีป, m
r_o	รัศมีด้านนอกของครีป, m
r^*	รัศมีของพื้นผิวเปียก, m
$T_{a,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกของอากาศสำหรับการไหลแบบสวนทาง, K
T_{dp}	อุณหภูมิจุดน้ำค้าง, K
$T_{f,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของครีป, K
$T_{p,o,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกของผิวท่อด้านนอกสำหรับการไหลแบบสวนทาง, K
$T_{r,in}$	อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้า, K
$T_{r,out}$	อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางออก, K
$T_{w,f,m}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำ, K
t	ความหนาของครีป, m
U_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $kg m^{-2} s^{-1}$
$W_{a,m}$	อัตราส่วนความชื้นสัมบูรณ์เฉลี่ยของอากาศ
$W_{s,p,o,m}$	อัตราส่วนความชื้นสัมบูรณ์เฉลี่ยของอากาศอ้อมตัวที่ผิวท่อด้านนอก
y_w	thickness of the water film, m
$\eta_{f,part}$	ประสิทธิภาพของครีปเปียกบางส่วน

ζ	อัตราส่วนของความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะแห้งสมดุลต่อความแตกต่างของอุณหภูมิ
ΔT_m^e	ความแตกต่างของอุณหภูมิสมดุลเฉลี่ยเชิงล็อกสำหรับการไหลสวนทาง, K

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Threlkeld, J.L., 1970, Thermal environmental engineering, Prentice-Hall, Inc., New-York, NY.
- [2] Pirompugd, W., Wongwises, S., and Wang, C.C., 2005, A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions, Heat and Mass Transfer 41(8), pp. 756-765.
- [3] Pirompugd, W., Wongwises, S., and Wang, C.C., 2006, Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 49(1-2), pp. 132-143.
- [4] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, A fully wet and fully dry tiny circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, Journal of Heat Transfer 129(9), pp. 1256-1267.
- [5] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, Heat and mass transfer characteristics for finned tube heat exchangers with humidification, Journal of Thermophysics and Heat Transfer 21(2), pp. 361-371.
- [6] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2007, Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(3-4), pp. 552-565.

TSF-42

- [7] Pirompugd, W., Wang, C.C., and Wongwises, S., 2008, Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(15-16), pp. 4002-4017.
- [8] Wang, J., and Hihara, E., 2003, Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method, *International Journal of Refrigeration* 26, pp. 293-301.
- [9] Pirompugd, W., Wongwises, S., 2015, The new mathematical models for plain fin-and-tube heat exchangers with dehumidifying, *Journal of Heat Transfer* 137(3), 11 pages.
- [10] Myers, R.J., 1967, The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned-tube coil, Master Thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
- [11] Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 16, pp. 359-368.
- [12] Wang, C.C., Hsieh, Y., Lin, Y., 1997, Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions, *Journal of Heat Transfer* 119, pp. 109-117