

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้บรรยากาศของฝุ่นเขม่าไอเสียโดยมีการควบแน่นของไอน้ำ

อดิพงษ์ นันทพันธุ์¹ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์²

Abstract

Nuntaphan, A.¹ and Kiatsiriroat, T.²

Performance testing of cross flow heat exchanger operating in the atmosphere of flue gas particulate with vapor condensation

Songklanakar J. Sci. Technol., 2006, 28(3) : 587-600

Performance testing of a cross flow heat exchanger operating under the atmosphere of flue gas particulate from combustion was carried out in this work. This heat exchanger exchanges heat between flue gas from the fuel oil combustion and cold water. The heat exchanger is composed of a spiral finned tube bank having 3 rows and 8 tubes per row with a staggered arrangement. The fin spacings considered are 2.85 and 6.10 mm. The theories of thermodynamics and heat transfer are used for analyzing the performance of this system.

¹Mae Moh Training Center, EGAT Public Company Limited, Mae Moh, Lampang 52220 Thailand. ²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Muange, Chiang Mai, 50200 Thailand.

¹Ph.D.(Thermal Technology) วิศวกร 7 กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ บริษัท กฟผ. จำกัด (มหาชน) อำเภอแม่เมาะ จังหวัดลำปาง 52220 ²D.Eng.(Energy Technology) ศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50200

Corresponding e-mail: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

รับต้นฉบับ 4 กรกฎาคม 2548

รับลงพิมพ์ 4 พฤศจิกายน 2548

In this experiment, the flue gas temperature of 200°C from combustion having 0.35 kg/s mass flow rate flows along outside surface of the heat exchanger and transfers heat to the 25°C cooling water having 0.15 kg/s mass flow rate flowing in the tube side. Each experiment uses 750 hr for testing. During the testing, part of flue gas condenses on the heat transfer surface.

From the experiment, it was found that the heat transfer rate of both heat exchangers tended to decrease with time while the airside pressure drop increased. These results come from the fouling on the heat transfer surface. Moreover, it is found that the heat exchanger having 2.85 mm fin spacing has an approximately 4 times higher fouling resistance than that of the 6.10 mm fin spacing.

In this work a model for calculating the fouling resistance is also developed as a the function of time. The model is developed from that of Kern and Seaton and the mean deviation of the model is 0.789.

Key words : heat exchanger, performance testing, fouling resistance

บทคัดย่อ

อดิพงษ์ นันทพันธ์ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์
การทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง
ภายใต้บรรยากาศของฝุ่นเขม่าไอเสียโดยมีการควบแน่นของไอ
ว. สงขลานครินทร์ วทท. 2549 28(3) : 587-600

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้สภาวะที่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิงกับน้ำเย็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางประกอบด้วยท่อติดครีบบนเกลียว จำนวน 3 แถว แถวละ 8 ท่อ จัดเรียงแบบหลัดมกัน และในงานวิจัยนี้ได้ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อติดครีบบนเกลียวซึ่งมีระยะห่างระหว่างครีบท่อกับ 2.85 และ 6.10 มม. โดยการวิจัยนี้ใช้ทฤษฎีทางอุณหพลศาสตร์ และการถ่ายเทความร้อนในการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบ

ในการทดสอบ แก๊สไอเสียร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 200°C อัตราการไหลเชิงมวลเท่ากับ 0.35 กก./วินาที จะไหลผ่านพื้นผิวภายนอกของกลุ่มท่อ และถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำอุณหภูมิประมาณ 25°C อัตราการไหล 0.15 กก./วินาที ซึ่งไหลผ่านด้านในท่อ โดยในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบจะใช้เวลา 750 ชั่วโมง และระหว่างการทดสอบจะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบางส่วนบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดสอบ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชุดมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา และมีแนวโน้มลดลงเมื่อเวลาเพิ่มขึ้น ในขณะเดียวกัน พบว่าความดันตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นตามระยะเวลาที่ทดสอบด้วย ทั้งนี้เนื่องจากการสะสมตัวของคราบเขม่าบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ ยังพบว่าระยะห่างของครีบบนเกลียวมีผลต่อการสะสมตัวของเขม่า โดยครีบบนเกลียวที่มีระยะห่าง 2.85 มม. จะมีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากสิ่งสกปรกที่เกาะอยู่บนพื้นผิวสูงกว่าครีบบนเกลียวที่มีระยะห่าง 6.10 มม. ประมาณ 4 เท่า

งานวิจัยนี้ ได้พัฒนาโมเดลเพื่อคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากสิ่งสกปรก โดยเป็นฟังก์ชันของเวลา ซึ่งโมเดลดังกล่าวพัฒนามาจากโมเดลของ Kern และ Seaton โดยโมเดลที่พัฒนาขึ้นมีค่าส่วนเบี่ยงเบนคลิสิกส์เท่ากับ 0.789

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรม มีหลายประเภท อาทิ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (cross-flow heat exchanger) ซึ่งนิยมใช้ในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว สามารถสร้างขึ้นได้ง่าย และมีความทนทานสูง ตลอดจนมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดี

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กล่าวมาข้างต้น จะมีส่วนประกอบหลักคือ ท่อติดครีบ (finned tube) เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ลักษณะของท่อติดครีบที่ใช้ในการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ มักจะนิยมใช้ท่อติดครีบแบบเกลียว (spiral finned tube) (Figure 1)

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง สิ่งที่ต้องทราบประการแรกคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวของท่อ ทั้งนี้ค่าดังกล่าวจะเป็นตัวควบคุมการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันผู้ออกแบบจำเป็นต้องทราบค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวด้วย เพื่อใช้ในการออกแบบระบบควบคุมการไหลของอากาศที่เข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนในอดีตที่ผ่านมา ได้มีนักวิจัยหลายๆ ท่านได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ (correlation) เพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับกลุ่มท่อติดครีบ และความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง เช่น สมการของ Briggs และ Young (1963) Robinson และ Briggs (1966) Rabas และคณะ (1981) และ Nuntaphan และคณะ (2005a, 2005b) อย่างไรก็ตาม สมการดังกล่าวได้จากการทดสอบ

สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระดับห้องปฏิบัติการ ภายใต้สภาพอากาศที่สะอาด ซึ่งแตกต่างจากสภาพที่ใช้งานจริงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว ที่ทำงานภายใต้สภาพที่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้มาก ซึ่งส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดต่ำลง และค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น

จากอดีตที่ผ่านมา ได้มีนักวิจัยหลายท่านได้ศึกษาอิทธิพลของการก่อตัวของคราบเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ขวัญชัย (2541) และประชา (2542) ได้ศึกษาการก่อตัวของคราบเขม่าที่ได้จากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิงบนพื้นผิวของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน รวมทั้งได้ศึกษาการกัดกร่อนเนื่องจากสิ่งสกปรกบนผิวท่อ เชิดชัย (2543) ได้ศึกษาการสะสมตัวของเกลือไนโตรเจนแอมโมเนียมยวดยิ่ง (superheated) ภายในหม้อไอน้ำของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ โดยอาศัยรูปแบบของการเปลี่ยนแปลงค่าความดันทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความหนาของเกลือ เพื่อกำหนดรูปแบบที่เหมาะสมของการใช้เครื่องเป่าเกลือ

Polley และคณะ (2002) ได้เสนอวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell and tube heat exchanger) ที่ใช้ในโรงกลั่นน้ำมัน โดยได้พิจารณาถึงปัจจัยของสิ่งสกปรก (fouling) ที่เกิดจากน้ำมันดิบที่มาแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจากการวิจัยดังกล่าวนำไปสู่การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมและนอกจากนี้ยังได้แสดงให้เห็นถึงค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นในกรณีของการออกแบบวิธีการดั้งเดิมโดยใช้เทคนิคของแฟคเตอร์ของสิ่งสกปรก (fouling factor) ซึ่งงานวิจัยของ

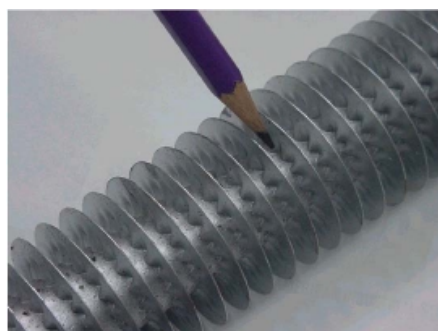


Figure 1. Spiral finned tube

Polley และคณะ (2002) ได้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Hesselgreaves (2002) ซึ่งได้เสนอวิธีการแบบใหม่ในการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของสิ่งสกปรก (fouling resistance) ซึ่งเกาะตัวอยู่บริเวณท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และวิธีการดังกล่าวใช้ได้ผลกับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทเปลือกและท่อ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (plate heat exchanger)

Bouris และคณะ (2001) ได้ใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข เพื่อหารูปแบบของลักษณะของการจัดเรียงท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่เหมาะสมซึ่งใช้ในโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิง และสามารถลดการเกาะตัวของสิ่งสกปรกได้มากที่สุด โดยได้ทำการศึกษารูปแบบการจัดเรียงท่อแบบวงรี (elliptic-shape) และแบบไม่สมมาตร (asymmetric-shape) เทียบกับการจัดเรียงท่อในแนวเดียวกัน (inline) พบว่าลักษณะการจัดเรียงแบบวงรีมีการสะสมตัวของสิ่งสกปรกน้อยที่สุด

จากการศึกษาผลงานวิจัยที่ผ่านมาข้างต้น พบว่างานวิจัยส่วนใหญ่ที่เกี่ยวข้องกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้ฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้นั้น ส่วนใหญ่แล้วเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะทำงานภายใต้สภาวะแห้ง (dry condition) กล่าวคือ ไม่มีการควบแน่นของแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะดังกล่าว จะก่อให้เกิดการกัดกร่อน (corrosion) ของพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่ากรณีสภาวะเปียก (wet condition) ซึ่งจะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบางส่วนบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตาม การใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนบางลักษณะมีความจำเป็นจะต้องทำงานภายใต้สภาวะเปียก อาทิ เครื่องอุ่นน้ำป้อน (economizer) ของหม้อไอน้ำขนาดเล็ก เป็นต้น ซึ่งข้อมูลของสมรรถนะและการสะสมตัวของสิ่งสกปรกบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สภาวะดังกล่าวยังไม่ชัดเจนนัก

จากประเด็นดังกล่าวข้างต้น ผู้วิจัยจึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ท่อครีบบางเกลียว ซึ่งทำงานภายใต้

สภาพอากาศที่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้ และเกิดการควบแน่นแก๊สไอเสียบางส่วนที่ได้จากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากข้อมูลงานวิจัยในเรื่องดังกล่าวค่อนข้างน้อย และผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะเป็นประโยชน์อย่างสูงต่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับสภาพการใช้งานจริง ตลอดจนสามารถใช้เป็นแนวทางในการบำรุงรักษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกหนทางหนึ่ง

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

อุปกรณ์หลักในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง ภายใต้สภาวะฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้คือ อุโมงค์ลม (Figure 2) โดยมีหลักการทำงานคือพัดลม (blower) จะดูดลมผ่านชุด Standard Nozzle ซึ่งมีหน้าที่วัดความเร็วลม และจะเป่าลมดังกล่าวผ่านชุดให้ความร้อนซึ่งประกอบด้วยหัวเผา (burner) โดยใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง และชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ เพื่อสร้างอากาศที่มีอุณหภูมิสูง อากาศร้อน ซึ่งประกอบด้วยฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้จะไหลผ่านกลุ่มท่อที่ต้องการทดสอบ ในขณะที่เดียวกันเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้จะเริ่มสะสมตัวบนพื้นผิวของท่อครีบบ และจะมีปริมาณเพิ่มมากขึ้น จนถึงระดับหนึ่ง ในการระบายความร้อนจากกลุ่มท่อจะใช้น้ำเย็นไหลด้านในท่อเพื่อรับความร้อนจะทำการวัดอุณหภูมิของอากาศร้อนและอุณหภูมิของน้ำที่ด้านเข้าและออกกลุ่มท่อ ตลอดจนค่าความดันอากาศตคร่อมกลุ่มท่อ และอัตราการไหลของอากาศและเพื่อนำค่าเหล่านี้มาคำนวณสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงเวลาต่าง ๆ หนึ่งขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทดสอบแสดงดัง Table 1 และลักษณะของท่อครีบบและการจัดเรียงท่อ (Figure 3)

จากข้อมูลดัง Table 1 จะเห็นได้ว่างานวิจัยนี้จะทดสอบเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ กล่าวคือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อติดครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบ 2.85 มม. และ 6.10 มม. โดยในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกนำมาติดตั้งในอุโมงค์ลม แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนที่ไหลผ่านพื้นผิวภายนอกของท่อ กับน้ำเย็นซึ่ง

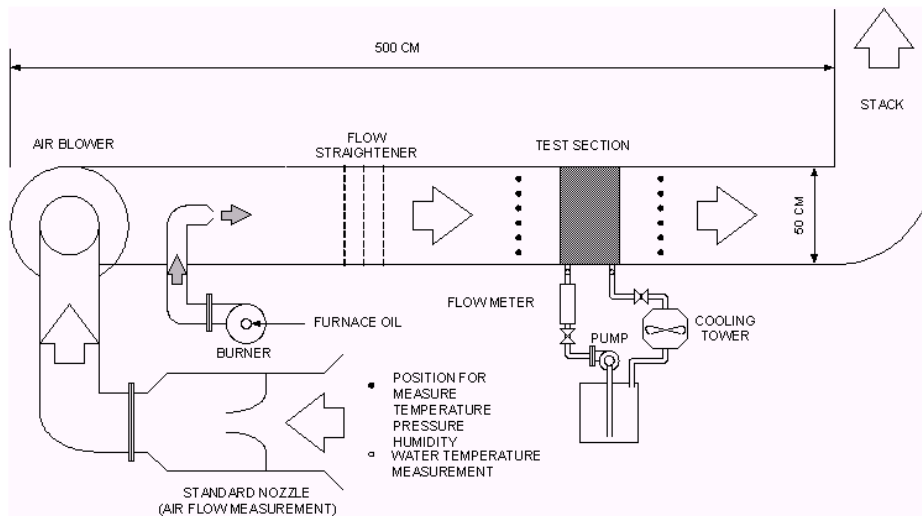


Figure 2. The experimental apparatus

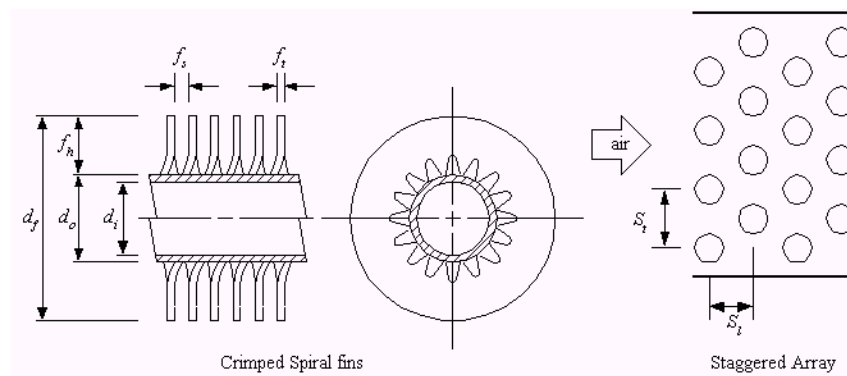


Figure 3. Geometrical parameters of spiral finned tube

ไหลเวียนผ่านทางด้านในท่อ โดยสภาวะที่ใช้ทดสอบ แสดงดัง Table 2

ในการทดสอบจะทำการวัดค่าอุณหภูมิด้านเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งในส่วนของแก๊สไอเสีย และน้ำหล่อเย็น โดยใช้เทอร์โมคัปเบิลชนิดเค (K-type thermocouple) ซึ่งมีความแม่นยำอยู่ในช่วง $\pm 0.01^\circ\text{C}$ รวมทั้งวัดค่าอัตราการไหลของน้ำโดยเครื่องวัดอัตราการไหลที่มีความแม่นยำ ± 0.1 ลิตร/วินาที และวัดอัตราการไหลของแก๊สไอเสียโดยใช้ น้อกเซลมาตรฐาน (standard nozzle) ในกรณีของความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นจะวัดโดยใช้mano-

มิเตอร์แบบเอียง (incline manometer) ที่มีความแม่นยำประมาณ ± 1 ปาสคาล ค่าเหล่านี้จะนำมาคำนวณหาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เวลาต่างๆ หนึ่งในการนี้ที่ทำการทดสอบครบทุกๆ 250 ชั่วโมง จะถอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกจากอุโมงค์ลม เพื่อสำรวจการเกาะตัวของเขม่าบนผิวท่อ ตลอดจนตัดชิ้นส่วนของครีบบระบายความร้อนเพื่อไปทดสอบหาการกัดกร่อนโดยใช้กล้องจุลทรรศน์กำลังขยายสูง

การศึกษาการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อวิเคราะห์หาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องมาจากเขม่าที่เกาะบนพื้นผิว

Table 1. Geometrical parameters of cross flow heat exchanger.

Item	Sizing
1. Type of heat exchanger	Cross flow
2. Type of finned tube	Spiral finned tube
3. Number of tube row (n_r)	3
4. Number of tube in row (n_t)	8
5. Tube arrangement	Staggered
6. Tube length (l)	45 cm.
7. Outside diameter of tube (d_o)	21.7 mm.
8. Inside diameter of tube (d_i)	16.5 mm.
9. Transverse tube pitch (S_t)	55.6 mm.
10. Longitudinal tube pitch (S_l)	48.2 mm.
11. Fin height (f_h)	10 mm.
12. Fin thickness (f_t)	0.4 mm.
13. Fin spacing (f_s)	2.85 mm., 6.10 mm.
14. Material	Steel

Table 2. Testing conditions

Item	Value
1. Inlet temperature of flue gas (T_f)	200°C
2. Inlet temperature of cooling water (T_{wi})	27°C
3. Mass flow rate of flue gas (\dot{m}_f)	0.3 kg/s
4. Volume flow rate of cooling water (\dot{m}_w)	9 l/min
5. Testing interval (t)	750 hr

(fouling resistance) จากข้อมูลการทดลองในกรณีนี้ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกำลังแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียและน้ำหล่อเย็นนั้นทำได้ยากมาก เนื่องจากปรากฏการณ์ของการถ่ายเทความร้อนขณะมีการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิสูงมีความซับซ้อนมาก เพื่อเป็นการแก้ปัญหาดังกล่าว ผู้วิจัยจึงใช้วิธีการนำเอาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีชั่วโมงการทดสอบเท่ากับ 0, 250, 500 และ 750 ชั่วโมง มาทดสอบหาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่า โดยนำมาทดสอบในอุโมงค์ลมแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศเย็นกับน้ำร้อน ซึ่งเรียกการทดสอบแบบนี้ว่า heating coil โดยในการทดสอบจะอ้างอิงตามมาตรฐาน ANSI/ARI (1981, 1986, 1987, 1989) เป็นหลัก โดยสภาวะในการทดสอบดังกล่าวแสดงดัง Table 3 หนึ่ง วิธีการคำนวณสมรรถนะของเครื่อง

Table 3. Testing condition for heating coil.

Item	Value
1. Inlet temperature of air (T_{ai})	30°C
2. Inlet temperature of hot water (T_{wi})	70°C
3. Mass flow rate of air (\dot{m}_a)	0.1-0.4 kg/s
4. Volume flow rate of hot water (\dot{m}_w)	10 l/min

แลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเขม่าที่เกาะบนผิวท่อ ได้แสดงไว้ในหัวข้อถัดไป

การคำนวณสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

เนื่องจากงานวิจัยนี้เกี่ยวข้องกับกระบวนการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นในที่นี้จะขอกกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการดังกล่าวดังต่อไปนี้

กรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและแก๊สไอเสียร้อนในงานวิจัยนี้ จะตั้งสมมุติฐานว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม ดังนั้นสามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำที่ไหลเข้าไประบายความร้อนออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (1)$$

การศึกษาหาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าที่สะสมอยู่บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ จะนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านการทดสอบที่ระยะเวลา 0, 250, 500 และ 750 ชั่วโมง มาทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่า โดยในการทดสอบจะยึดตามมาตรฐาน ANSI/ARI (1981, 1986, 1987, 1989) โดยนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาทดสอบในอุโมงค์ลม แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศเย็นกับน้ำร้อน เพื่อลดผลกระทบจากการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการทดสอบแบบนี้เรียกว่า การทดสอบแบบ heating coil กรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้เกาะติดอยู่บนพื้นผิว (ที่ 0 ชั่วโมง) อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q_a = \dot{m}_a c_{pa} (T_{ao} - T_{ai}) \quad (2)$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (4)$$

อนึ่ง ในงานวิจัยนี้ความแตกต่างของอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำและอากาศไม่เกิน 5%

ดัชนีที่ใช้บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมใช้ในปัจจุบันคือค่าประสิทธิผล (effectiveness) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{Q_{max}} \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{(\dot{m}c_p)_{min} \Delta T_{max}} \quad (6)$$

ในการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยมใช้ความสัมพันธ์ของ ε - NTU ในการคำนวณ ซึ่งในกรณีของงานวิจัยนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจัดอยู่ในประเภทไหลตามขวาง โดยมีจำนวนท่อ 3 แถว แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนซึ่งไหลภายในท่อ กับ

อากาศซึ่งไหลด้านนอกท่อ โดยกำหนดให้ค่า $(\dot{m}c_p)_{min}$ อยู่ด้านอากาศ สามารถแสดงความสัมพันธ์ของ ε - NTU ในรูปของ (ESDU, 1991)

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\{ 1 - e^{-3KC^*} \left[1 + C^* K^2 (3 - K) + \frac{3(C^*)^2 K^4}{2} \right] \right\} \quad (7)$$

$$K = 1 - e^{-NTU/3} \quad (8)$$

$$C^* = \frac{\dot{m}_a c_{pa}}{\dot{m}_w c_{pw}} \quad (9)$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_a c_{pa}} \quad (10)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการศึกษาในกรณีอยู่ในสถานะสะอาดสามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k l_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (11)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลของน้ำภายในท่อคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski (1976) คือ

$$h_i = \left(\frac{k}{d} \right)_i \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr(f_i/2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (12)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^2 \quad (13)$$

อนึ่งสมการ (12) สามารถใช้งานได้ในช่วง $0.5 < Pr < 2000$ และ $2300 < Re_{Di} < 5 \times 10^6$

จากสมการ (11) ค่า η_o นิยามว่าเป็น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงของครีบบและท่อต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบบและท่อในกรณีที่อุณหภูมิของครีบบและท่อมีค่าเท่ากันค่า คำนวณได้จาก

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (14)$$

$$A_o = A_f + A_b \quad (15)$$

$$A_o = \frac{n l \pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t + d_o f_s) \quad (16)$$

$$A_f = \frac{nl\pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t) \quad (17)$$

ในการวิจัยนี้ได้ประมาณพื้นที่ของท่อครีบบที่ทดสอบว่ามีขนาดเท่ากับพื้นที่ของท่อครีบบแบบวงกลม ค่าประสิทธิภาพของครีบบ สามารถคำนวณได้จากสมการของ Schmidt (1949) ดังนี้

$$\eta = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (18)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f f_t}} \quad (19)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (20)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (21)$$

$$X_M = \frac{S_t}{2} \quad (22)$$

$$X_L = \frac{\sqrt{(0.5S_t)^2 + (S_t)^2}}{2} \quad (23)$$

จากชุดสมการที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวภายนอกของท่อ (h_o) ได้

ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้เกาะติดอยู่บนพื้นผิวภายนอก สามารถ

คำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่า (Z_f) ได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k l_t} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + Z_f \quad (24)$$

อนึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ค่าที่คำนวณได้จากสภาวะสะอาด และงานวิจัยนี้จะศึกษาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าที่ช่วงเวลาการทดสอบต่างๆ ผลของระยะห่างระหว่างครีบบต่อค่าดังกล่าว

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้สภาวะฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้แสดงดัง Figure 4 ซึ่งมีประเด็นสำคัญดังต่อไปนี้

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบ 2.85 มม. จะมีสมรรถนะที่สูงกว่าการใช้ครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบเท่ากับ 6.10 มม. ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่ผิวของท่อครีบบที่สูงกว่า อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิด พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะไม่คงที่ โดยจะเพิ่มขึ้นและลดลงตลอดเวลา สภาพดังกล่าวเห็นได้ชัดเจนในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบบที่มีระยะห่าง 2.85 มม.

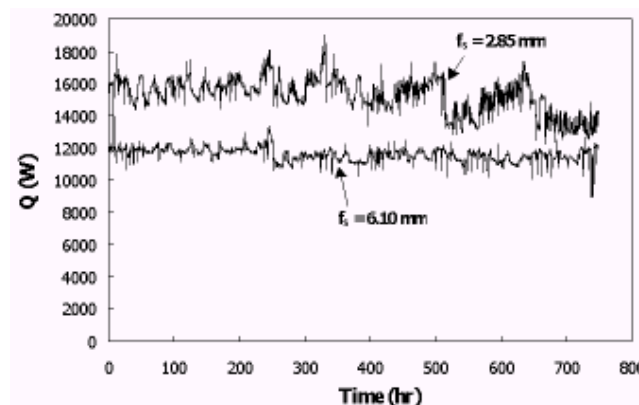


Figure 4. Heat transfer rate of cross flow heat exchangers at various time

ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้ดังนี้

ในขณะที่ทดสอบจะมีการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของท่อครีบริดตลอดเวลาส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง เมื่อการสะสมตัวของเขม่าเพิ่มมากขึ้น เขม่าเหล่านั้นจะหลุดร่วงลงมาจากน้ำหนักของตัวมันเอง หรือถูกขับออกจากพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยน้ำและสารเคมีในแก๊สไอเสียซึ่งควบแน่นบนพื้นผิวของท่อครีบริด ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอีกครั้งหนึ่ง ปรากฏการณ์ดังกล่าวเห็นได้ชัดเจนในกรณีที่ท่อครีบริดมีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 2.85 มม. ทั้งนี้เนื่องจากท่อครีบริดมีพื้นที่ผิวมากกว่า ดังนั้นปริมาณการสะสมตัวของเขม่า และน้ำและสารเคมีที่ได้จากการเผาไหม้ที่ควบแน่นบนพื้นผิวท่อครีบริดเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนมีความแปรปรวนสูง โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงในช่วง $\pm 20\%$

อย่างไรก็ตาม เมื่อเวลาเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบมีแนวโน้มลดลง โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบริดที่มีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 2.85 มม. ซึ่งที่ระยะเวลา 750 ชั่วโมง อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยลดลงประมาณ 15% ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนที่ใช้ท่อครีบริดที่มีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 6.10 มม. อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยลดลงประมาณ 5% ทั้งนี้เนื่องมาจากอัตราการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของท่อครีบริดที่มีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 2.85 มม. มากกว่าท่อครีบริดที่มีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 6.10 มม.

Figures 5-6 แสดงภาพเปรียบเทียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบ ที่ระยะเวลาการทดสอบต่างๆ ซึ่งพบว่าปริมาณการสะสมตัวของเขม่าจากการเผาไหม้เพิ่มขึ้นตามระยะเวลาที่ทดสอบ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบริดที่มีระยะห่างระหว่างครีบริดเท่ากับ 2.85 มม. มีการสะสมตัวของเขม่าเพิ่มมากขึ้นอย่างเห็นได้ชัดตั้งแต่ระยะเวลา 500 ชั่วโมง เป็นต้นไป

กรณีเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบริดแบบเกลียว ซึ่งทำงานภายใต้สภาวะที่ไม่มีการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิว (ประชา, 2542) พบว่ากรณีดังกล่าวมีการสะสมตัวของเขม่าสูงมากเมื่อเทียบกับกรณีที่ศึกษา โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ตั้งแต่ระยะเวลาทดสอบ 250 ชั่วโมง เป็นต้นไป โดยเขม่าที่สะสมตัวอยู่มีความหนาประมาณ 10 มม. ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง ซึ่งต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีที่ศึกษานี้

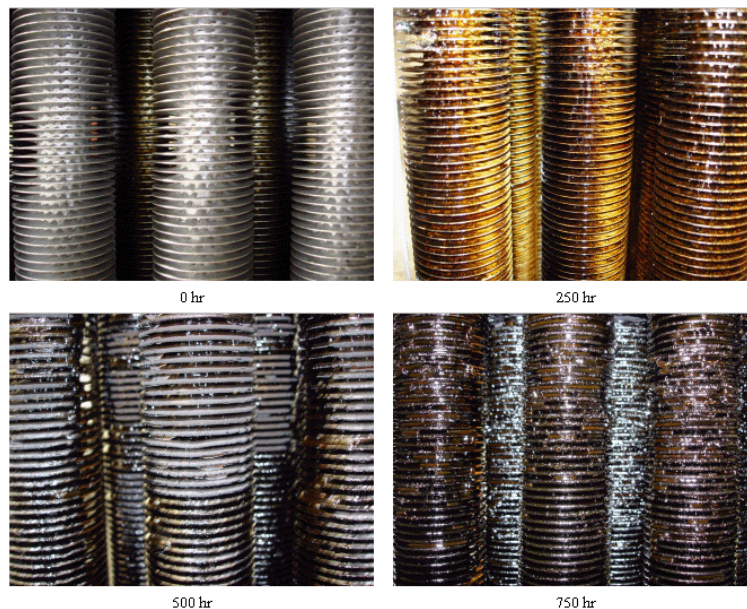


Figure 5. Fouling formation on heat transfer surface in case of of 2.85 mm fin spacing

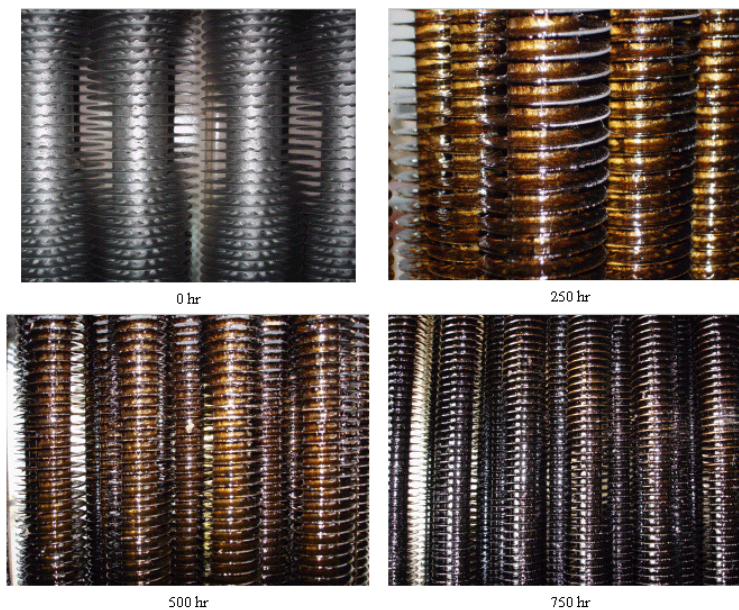


Figure 6. Fouling formation on heat transfer surface in case of of 6.10 mm fin spacing

ซึ่งในขณะที่แลกเปลี่ยนความร้อนมีการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวตลอดเวลา ส่งผลให้การสะสมตัวของเขม่าไม่สูงมากนัก โดยมีค่าเฉลี่ยความหนาของเขม่าประมาณ 1 มม.

ผลการทดสอบหาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเขม่าที่เกาะติดบนพื้นผิวของท่อครีป แสดงดัง Figure 7 ซึ่งผลการคำนวณที่ได้สอดคล้องกับ Figures 5-6 กล่าวคือ ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่ามีค่าสูงขึ้นตามระยะเวลาที่ทดสอบ และท่อที่มีระยะห่างระหว่างครีปเท่ากับ 2.85 มม. มีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเนื่องจากการสะสมตัวของเขม่าในปริมาณที่มาก

งานวิจัยนี้ยังได้สร้างโมเดลของการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพัฒนามาจากโมเดลของ Kern และ Seaton (1959) ดังต่อไปนี้

$$Z_f = Z_f^*(1 - e^{-\beta t}) \tag{24}$$

จากผลการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าใน Figure 7 สามารถพัฒนาโมเดลของความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าสามารถคำนวณจาก

$$f_s = 2.85 \text{ mm} \\ Z_f = 0.1936(1 - e^{-5 \times 10^{-5} t}) \tag{25}$$

$$f_s = 6.10 \text{ mm} \\ Z_f = 4.6112(1 - e^{-7 \times 10^{-7} t}) \tag{26}$$

อนึ่ง Figure 8 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าระหว่างโมเดลกับผลการทดลอง ซึ่งพบว่าโมเดลที่พัฒนาขึ้นใช้ทำนายผลการทดลองได้ดีในช่วง $\pm 30\%$ โดยมีค่าส่วนเบี่ยงเบนคณิตศาสตร์เท่ากับ 0.789

งานวิจัยนี้ยังได้ทำการวัดค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชุดที่ระยะเวลาต่าง ๆ ดังแสดงใน Figure 9 ซึ่งพบว่าค่าความดันอากาศตกคร่อมเพิ่มขึ้นตามระยะเวลา เนื่องมาจากการสะสมตัวของเขม่าที่เพิ่มขึ้น และท่อครีปที่มีระยะห่างระหว่างครีปเท่ากับ 2.85 มม. มีค่าความดันอากาศตกคร่อมสูงกว่า 6.10 มม.

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำงานภายใต้สภาวะที่เกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในทางปฏิบัติแล้ววิศวกรผู้ออกแบบมักจะหลีกเลี่ยงสภาวะดังกล่าว ซึ่งโดยปกติแล้ววิศวกรมักจะออกแบบให้

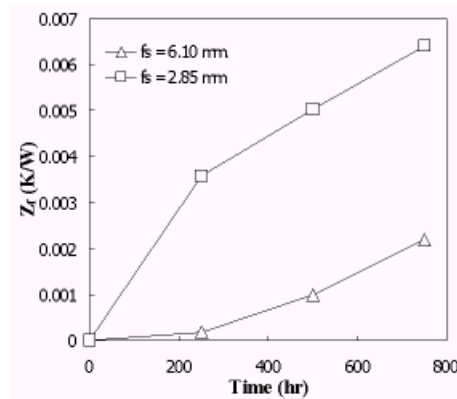


Figure 7. Thermal resistant due to fouling of heat exchanger

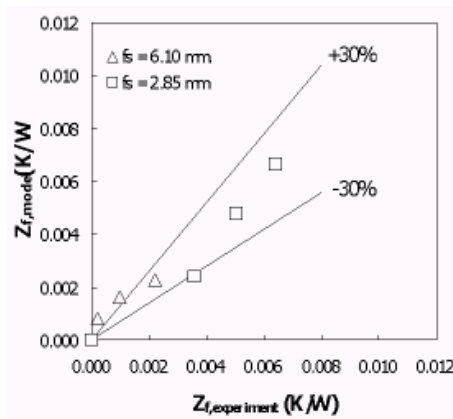


Figure 8. Comparison of fouling resistant from experiment and model

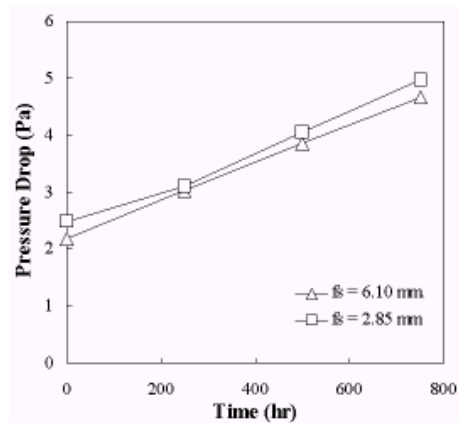


Figure 9. Pressure drop across tube bank

อุณหภูมิด้านออกของแก๊สไอเสียจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่า 160-180°C เสมอ เพื่อป้องกันการควบแน่นของไอระเหยต่าง ๆ ในแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากภาวะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการกัดกร่อนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนค่อนข้างสูง แต่อย่างไรก็ตามในบางครั้งการหลีกเลี่ยงภาวะดังกล่าวเป็นไปค่อนข้างยาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ดึงความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำกลับมาใช้ประโยชน์ในการอุ่นน้ำป้อน (economizer) หรืออุ่นอากาศ (air preheater)

ในกรณีนี้ที่อัตราการใช้น้ำของหม้อไอน้ำไม่คงที่ส่งผลให้อุณหภูมิแก๊สไอเสียแปรเปลี่ยนตามไปด้วย ดังนั้นมีโอกาสสูงที่จะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิว

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งภาวะดังกล่าวจะคล้ายกับการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำลังศึกษาอยู่ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้ทำการตรวจสอบการกัดกร่อนของพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณครีระบายความร้อน ซึ่งเป็นบริเวณที่รับผลกระทบมากที่สุด โดยในงานวิจัยนี้ได้นำตัวอย่างของครีระบายความร้อนไปตรวจสอบโดยการใช้กล้องจุลทรรศน์ขนาดกำลังขยาย 200 เท่า เพื่อหาร่องรอยของการกัดกร่อนที่เกิดขึ้น ซึ่งพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการทดสอบภายใต้สภาวะการควบแน่นของไอระเหยในแก๊สไอเสียบนพื้นผิวที่ระยะเวลาต่างๆ ยังไม่พบการกัดกร่อนอย่างเด่นชัด แต่ประเด็นดังกล่าวนี้นี้ยังไม่สามารถสรุปลงไปได้เลยว่า การทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ร้อนในสภาวะดังกล่าวไม่ก่อให้เกิดการกัดกร่อน ทั้งนี้เนื่องมาจากระยะเวลาที่ใช้ทดสอบสั้นเพียงแค่ 750 ชั่วโมงเท่านั้น ซึ่งในเรื่องดังกล่าวนี้จะต้องอาศัยกระบวนการวิจัยในระดับต่อไป

สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองสามารถสรุปผลได้ในประเด็นต่างๆ ดังนี้

1. อัตราการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามเวลาใช้งาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ช่วงเวลาตั้งแต่ 500 ชั่วโมงขึ้นไป และส่งผลให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดต่ำลงประมาณ 15% ในกรณีของระยะห่างระหว่างครีบท่อกับ 2.85 มม. และ 5% ในกรณีของระยะห่างระหว่างครีบท่อกับ 6.10 มม.

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้สภาวะของการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิว จะมีการสะสมของเขม่าน้อยกว่ากรณีที่ไม่มีการควบแน่นของแก๊สไอเสียประมาณ 10 เท่า ทั้งนี้เนื่องจากของเหลวที่เกิดจากการควบแน่นได้ชะล้างเขม่าบางส่วนออกจากพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3. อัตราการสะสมตัวของเขม่าขึ้นอยู่กับระยะห่างระหว่างครีบท่อกับ โดยครีบท่อกับที่มีระยะห่างเท่ากับ 6.10 มม. จะมีอัตราการสะสมจะน้อยกว่าครีบท่อกับที่มีระยะห่าง 2.85 มม.

4. โมเดลของความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของ Kern และ Seaton (1959) สามารถนำมาประยุกต์ใช้ทำนายผลการทดลองได้ดีพอสมควร โดยโมเดลที่พัฒนาขึ้นมีค่าส่วนเบี่ยงเบนคณิตศาสตร์เท่ากับ 0.789

5. ในช่วงเวลาที่ทดสอบยังไม่พบการกัดกร่อนเนื้อโลหะเนื่องจากการควบแน่นของไอระเหยในแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อย่างเด่นชัด

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- ขวัญชัย ไกรทอง. 2541. การป้องกันการกัดกร่อนบนผิวภายนอกท่อของเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ด้วยการเคลือบอีนาเมล, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- เชิดชัย วิชา. 2543. การวิเคราะห์การสะสมของเถ้าในหม้อกำเนิดไอน้ำและการประเมินผลทางเศรษฐศาสตร์, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- ประชา ยืนยงกุล. 2542. การศึกษาการป้องกันการกัดกร่อนภายนอกของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบท่อครีบท่อกับของเครื่องอุ่นน้ำป้อนโดยใช้สีเคลือบ, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- ANSI/ARI 410-81. 1981. Standard for Forced Circulation Air-cooling and Air-heating Coils, American National Standard.
- ANSI/ASHRAE 41.1. 1986. Standard Method for Temperature Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ANSI/ASHRAE 41.2. 1987. Standard Method for Laboratory Air-flow Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ANSI/ASHRAE 41.3. 1989. Standard Method for Pressure Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Bouris, D., Papadakis, G., and Bergeles, G., 2001. Numerical Evaluation of Alternate Tube Configurations for Particle Deposition Rate Reduction in Heat Exchanger Tube Bundles, *J. Heat & Fluid Flow*, 22(5): 525-536.
- Briggs, D.E., and Young, E.M. 1963. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, *Chem. Engng. Prog. Symp.*, 59(41): 1-10.
- ESDU 86018. 1991. Engineering Science Data Unit 86018 with Amendment A, ESDU International.
- Gnielinski, V. 1976. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.*, 16: 359-368.
- Hesseltgreaves, J.E. 2002. An approach to Fouling Allowances in the Design of Compact Heat

- Exchanger, *Appl. Therm. Eng.*, 22(7): 755-762.
- Kern, D.Q. and Seaton, R.E. 1959. A Theoretical Analysis of Thermal Surface Fouling, *Brit. Chem. Eng.*, 4: 258.
- Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T., Wang, C.C. 2005a. Airside Performance at Low Reynolds Number of Cross Flow Heat Exchanger Using Crimped Spiral Fins, *Int. Commun. Heat & Mass*, 32(1-2): 151-165
- Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Wang, C.C. 2005b. Heat Transfer and Friction Characteristics of Crimped Spiral Finned Heat Exchangers With Dehumidification, *Appl. Therm. Eng.*, 25(2-3): 327-340.
- Polley, G.T., Wilson, D.I., Yeap, B.L., and Pugh, S.J., 2002. Use of Crude Oil Fouling Threshold Data in Heat Exchanger Design, *Appl. Therm. Eng.*, 22(7): 763-776.
- Rabas, T.J., Eckels, P.W., and Sabatino, R.A. 1981. The Effect of Fin Density on the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Low Finned Tube Banks, *Chem. Eng. Commun.*, 10(1): 127-147
- Robinson, K.K., and Briggs, D.E. 1966. Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp.*, 62(64): 117-184.
- Schmidt, Th.E. 1949. Heat Transfer Calculation for Extended Surfaces, *Refriger. Eng.*, 351-357.

รายการสัญลักษณ์

A_b	= พื้นที่ผิวภายนอกท่อที่ไม่ถูกครีบบัง (ตร.เมตร, m^2)	Pr	= Prandtl Number ของการไหลภายในท่อ
A_f	= พื้นที่ผิวของครีบบัง (ตร.เมตร, m^2)	Q	= อัตราการถ่ายเทความร้อน (วัตต์, W)
A_i	= พื้นที่ผิวภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตร.เมตร, m^2)	r	= รัศมีของท่อด้านนอก (เมตร, m)
A_o	= พื้นที่ผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตร.เมตร, m^2)	Re_{Di}	= Reynolds Number ของการไหลภายในท่อ
c_p	= ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (จูล/กิโลกรัม/เคลวิน, J/kgK)	S_l	= ระยะห่างระหว่างแถว (เมตร, m)
d_f	= ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อครีบบัง (เมตร, m)	S_t	= ระยะห่างระหว่างท่อที่อยู่ติดกันในแถวเดียวกัน (เมตร, m)
d_i	= ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (เมตร, m)	t	= เวลา (ชั่วโมง, hr)
d_o	= ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (เมตร, m)	T	= อุณหภูมิ (องศาเซลเซียส, $^{\circ}C$)
d_h	= ความสูงของครีบบัง (เมตร, m)	UA	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ (วัตต์/เคลวิน, W/K)
d_s	= ระยะห่างระหว่างครีบบัง (เมตร, m)	Z_f	= ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจาก เขม่า (เคลวิน/วัตต์, K/W)
d_t	= ความหนาของครีบบัง (เมตร, m)	Z_f^*	= Asymptotic Fouling Factor
h_i	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหล ภายในท่อ (วัตต์/ตร.เมตร/เคลวิน, W/m^2K)	ตัวกำกับล่าง	
h_o	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหล ภายนอกท่อ (วัตต์/ตร.เมตร/เคลวิน, W/m^2K)	a	= อากาศ
k_f	= สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบบัง (วัตต์/เมตร/เคลวิน, W/mK)	ave	= เฉลี่ย
k_t	= ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ (วัตต์/เมตร/เคลวิน, W/mK)	f	= แก๊สไอเสีย
l	= ความยาวท่อ (เมตร, m)	i	= ด้านเข้า
l_t	= ความยาวรวมของท่อ (เมตร, m)	o	= ด้านออก
\dot{m}	= อัตราการไหลเชิงมวล (กก./วินาที, kg/s)	w	= น้ำ
n	= จำนวนท่อ	สัญลักษณ์กรีก	
NTU	= Number of Transfer Unit	β	= สัมประสิทธิ์ส่วนกลับ
		ε	= ค่าประสิทธิภาพ
		η_o	= ประสิทธิภาพของพื้นผิว (Surface Efficiency)
		η	= ประสิทธิภาพของครีบบัง (Fin Efficiency)