

การออกแบบ สร้างและทดสอบอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป Design, Construction and Testing of Heat Pipe Economizer for Package Boiler

พลเดช ทองขุนดำ, ประดิษฐ์ เทอดทูล, ภัทรพร ตันตาคม, วีระ ฟ้าเฟื่องวิทยากุล และ อภิวัฒน์ พลชัย

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ เชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ 053-944151 โทรสาร 053-226014 E-mail:pradit@ns.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษา การออกแบบ สร้างและทดสอบอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป ขนาดกำลังผลิตไอน้ำไม่เกิน 1 ตันต่อชั่วโมง โดยใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำของโรงแรมพรพิงค์ทาวเวอร์ จังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งมีอัตราผลิตไอน้ำเพื่อใช้งาน 0.166 ตันต่อชั่วโมงที่ความดันสูงสุด 150 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว อุณหภูมิก๊าซร้อนเฉลี่ย 231°C ที่อัตราการไหล 692.72 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง นำมาเป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบ ได้สร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับออกแบบอีโคโนไมเซอร์แบบเทอร์โมไฮฟอนที่เหมาะสมที่สุดโดยอ้างอิงจากแนวทางการคำนวณของ ESDU 81038 ใช้ภาษา Turbo Pascal 7.0 เขียน เงื่อนไขในการเลือกแบบที่เหมาะสมที่สุดจะใช้ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าส่งถ่ายพลังงานต่อหน่วยราคา ที่เหมาะสม ประกอบกับการตัดสินใจของผู้ออกแบบ นำข้อมูลที่ตรวจวัดได้มาป้อนให้กับโปรแกรมและพบว่าข้อมูลที่ดีที่สุดคือ ท่อเหล็กขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 21.7 มิลลิเมตร หนา 2.8 มิลลิเมตร มีความยาวส่วนท่าระเหย 420 มิลลิเมตร และส่วนควบแน่น 100 มิลลิเมตร มีครีบลูกสูง 10 มิลลิเมตร ความหนาของครีบลูก 0.4 มิลลิเมตร จำนวน 8 ครีบลูกต่อความยาวท่อ 1 นิ้ว ที่ส่วนท่าระเหย จำนวน 30 ท่อ ใช้น้ำเป็นสารทำงาน เมื่อน้ำอีโคโนไมเซอร์มาทำการทดสอบที่การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเข้าก๊าซร้อนที่ 100, 120, 160, 200 และ 240°C อัตราการไหลของก๊าซร้อนที่ 400, 550 และ 700 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง อุณหภูมิน้ำขาเข้าที่ 15, 25, 35 และ 45°C และอัตราการไหลของน้ำขาเข้าที่ 2.6, 5, 8 และ 12 ลิตรต่อนาที พบว่าค่าต่างๆที่ทดสอบสอดคล้องเป็นไปตามข้อ

มูลที่ประเมินได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยที่อุณหภูมิก๊าซร้อน 231°C อัตราการไหลก๊าซร้อน 692.72 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง อุณหภูมิน้ำขาเข้าที่ 40°C และอัตราการไหลของน้ำขาเข้าที่ 2.6 ลิตรต่อนาที จะได้อุณหภูมิก๊าซร้อนขาออก 170.7°C อุณหภูมิน้ำขาออก 88.3°C ค่าการถ่ายเทความร้อน 8.75 กิโลวัตต์ ค่าประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์ 0.33 และเมื่อทดสอบตามการทำงานของหม้อไอน้ำตัวอย่างพบว่าอีโคโนไมเซอร์ที่สร้างขึ้นสามารถดึงพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปกับก๊าซร้อนได้ 316.2 เมกกะจูลต่อวัน นำมาคำนวณจะพบว่าสามารถคืนทุนได้ภายในเวลาประมาณ 2 ปี 9 เดือน ที่ค่า Internal rate of return (IRR) 34.43 เปอร์เซ็นต์ ความดันตกคร่อมอีโคโนไมเซอร์ที่ 11 Pa จึงสามารถสรุปได้ว่าอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานในการดึงความร้อนสูญเสียจากก๊าซร้อนของหม้อไอน้ำสำเร็จรูปที่มีขนาดขีดความสามารถในอัตราผลิต 1 ตันต่อชั่วโมง

ABSTRACT

The purpose of this paper was to design, construct and test a heat pipe economizer for a packaged boiler with a maximum capacity of 1 ton per hour. The operating data was obtained from a steam boiler with a steam production capacity of 0.166 ton per hour, maximum operation pressure 150 psi at The Pormping Tower Hotel in Chiang Mai, Thailand from which it was used as a basis in designing the heat pipe economizer.

The average temperature of flue gas was 231°C at a flow rate of $692.72\text{ m}^3/\text{hr}$. The software used to design the thermosyphon economizer was Turbo Pascal version 7.0, and ESDU 81038. The optimum specification for the economizer was determined by comparing the heat transfer effectiveness as well as ratio of transfer energy and cost of the economizer and then offered opinions to the designers for their final selection. In the experiment, the condenser and the evaporator consisted of 30 steel pipes, 420 mm and 100 mm in length with an OD. of 21.7 mm and 2.8 mm thickness. The selected pipes had eight steel fins per inch 0.4 mm thickness and 10 mm height along the evaporator section. The working fluid used in the experiment was water.

Test conditions for the economizer were set according to the following criteria; flue gas inlet temperatures of $100, 120, 160, 200$ and 240°C ; flue gas flow rates of $400, 550$ and $700\text{ m}^3/\text{hr}$.; water inlet temperatures of $15, 25, 35$ and 45°C , and water flow rates of $2.6, 5, 8$ and 12 l/min . Test data compared favorably with data produced by the simulated computer program. At a flue gas inlet temperature of 231°C , flue gas flow rate was $692.72\text{ m}^3/\text{hr}$., water inlet temperature of 40°C , water flow rate was 2.6 l/min . It was found that flue gas outlet temperature was 170.7°C , water outlet temperature was 88.3°C , heat transfer rate was 8.75 kilowatts and effectiveness of the heat pipe economizer was 0.33 . Testing under normal working conditions of the boiler, showed that $316.2\text{ kilowatts per day}$ of waste heat could be recovered from the flue gas. It was calculated that investment costs could be recovered about 2 years 9 months and the internal rate of return (IRR) was 34.43 percent . Pressure drop across the economizer was 11 Pa . It can be concluded that a heat pipe economizer is suitable for the recovery of waste heat flue gas from a package boiler which has a rate working capacity of 1 ton per hour .

บทนำ

พลังงานเป็นปัจจัยการผลิตที่สำคัญโดยเฉพาะในการผลิตของภาคอุตสาหกรรมและบริการปัจจุบันประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานรูปแบบต่างๆในเชิงพาณิชย์สูงมาก คือประมาณร้อยละ 80 ของการใช้พลังงานเชิงพาณิชย์รวมทั้งหมด ดังนั้นการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งในงานอุตสาหกรรมต่างๆ การใช้หม้อไอน้ำในกระบวนการผลิต ซึ่งจะมีการสูญเสียพลังงานไปในรูปของพลังงานความร้อนที่ตกค้างในก๊าซร้อนที่หม้อไอน้ำส่งออกไปมากที่สุด หากเราสามารถดึงเอาพลังงานที่สูญเสียดังกล่าวกลับมาใช้ประโยชน์ได้ จะเป็นการประหยัดพลังงานที่ใช้ในกระบวนการผลิตอันเป็นการช่วยลดต้นทุนและช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานลงได้

การนำเอาพลังงานสูญเสียกลับมาใช้ประโยชน์สำหรับระบบผลิตไอน้ำ สามารถทำได้หลายรูปแบบ อาทิเช่น นำกลับมาอุ่นน้ำป้อนก่อนเข้าหม้อไอน้ำ โดยการนำเอาก๊าซร้อนจากหม้อไอน้ำผ่านไปที่อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) หรือนำกลับมาอุ่นอากาศก่อนที่จะใช้ในการสันดาปโดยอาศัยเครื่องอุ่นอากาศ

อีโคโนไมเซอร์จะต้องอาศัยชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและน้ำ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน ก็เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่กำลังได้รับความสนใจอย่างมากในประเทศอุตสาหกรรม เนื่องจากคุณสมบัติในการนำความร้อนสูง มีขนาดกะทัดรัด การบำรุงรักษาทำได้ง่ายเนื่องจากไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว ไม่ต้องใช้พลังงานเพื่อให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงาน และมีความดันตกคร่อมต่ำ จึงมีความเหมาะสมที่นำเอาท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้ในอีโคโนไมเซอร์โดยจะเรียกอุปกรณ์ที่รวมเอาอุปกรณ์ทั้งสองชนิดนี้เข้าด้วยกันว่า "อีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อน" (Heat Pipe Economizer)

งานวิจัยที่เกี่ยวกับการสร้างอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนนี้มีไม่มากนัก Bacanu et al. [1] ได้ทำการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบผสมใช้สำหรับอุ่นน้ำและอากาศ ด้วยท่อเทอร์โมไซเพื่อหาลักษณะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน TerdToon[7] ได้ศึกษาถึงอีโคโนไมเซอร์แบบเทอร์โมไซฟอนสำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป โดยใช้ท่อความร้อนทำจากท่อสแตนเลส เพื่อดูผลของค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และค่าประสิทธิผลของเครื่องอุ่นน้ำป้อน

Dube et al.[3] ได้ศึกษาถึงผลของตัวแปรต่างที่มีผลต่อค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีจุดประสงค์ที่จะศึกษาถึง การออกแบบ สร้างและทดสอบ ไอโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อน สำหรับหม้อไอน้ำสำเร็จรูป โดยได้จำลองสภาพข้อมูลต่างๆ ด้านความร้อน ให้ใกล้เคียงกับค่าของก๊าซร้อนจากหม้อไอน้ำสำเร็จรูป ที่มีอยู่เพื่อศึกษาถึงลักษณะทางความร้อน ความเป็นไปได้ในการนำไปประยุกต์ใช้งานและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของไอโคโนไมเซอร์ประเภทนี้

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

สมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนสองสถานะแบบท่อแนวตั้ง สามารถแสดงได้โดยค่าความต้านทานทางความร้อนรวม (Z) อัตราการส่งถ่ายความร้อนตามจริง (Q) และผลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนและแหล่งรับความร้อน ($\Delta T = T_{so} - T_{si} - \Delta T_h$) โดยจะใช้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$Q = \Delta T / Z_{total} \quad (1)$$

โดยที่ $Z_{total} = Z_1 + ((Z_{int} \times Z_{10}) / (Z_{int} + Z_{10})) + Z_9$
เมื่อ $Z_{int} = Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_6 + Z_7 + Z_8$

ความต้านทานทางความร้อนรวมถูกแทนในรูปของเครือข่ายทางอุดมคติของค่าความต้านทานทางความร้อนรวม Z_1 ถึง Z_{10} ดังรูปที่ 1 โดยที่

Z_1 และ Z_9 คือ ค่าความต้านทานความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนกับผิวนอกของส่วนทำระเหย และระหว่างผิวนอกของส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น

$$Z_1 = 1 / (h_{eo} S_{eo}) \quad (2)$$

$$Z_9 = 1 / (h_{co} S_{co}) \quad (3)$$

Z_2 และ Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น

$$Z_2 = \ln(D_o / D) / (2\pi l_e k) \quad (4)$$

$$Z_8 = \ln(D_o / D) / (2\pi l_c k) \quad (5)$$

Z_3 และ Z_7 คือ ค่าความต้านทานภายในของการเดือด และการควบแน่นของสารทำงานภายในท่อ ประกอบด้วยคุณสมบัติของสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อ

Z_4 และ Z_6 คือ ค่าความต้านทานที่เกิดขึ้น เนื่องจากไอของสารทำงานมีสถานะเป็นสถานะผสมในส่วนทำระเหย และส่วนควบแน่น ซึ่งมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับค่าความต้านทานอื่นๆ

Z_5 คือ ผลของค่าความต้านทานความร้อนอันเนื่องมาจากความดันไอลดลง จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น มีผลทำให้อุณหภูมิมีอิมตัวของสารทำงานลดลงตามไปด้วย อัตราการควบแน่นจึงลดลง แต่มีค่าน้อยเมื่อเทียบกับค่าความต้านทานอื่นๆ

Z_{total} คือ ผลรวมของค่าความต้านทานต่างๆของเทอร์โมไซฟอน

วิธีดำเนินการวิจัย

ในการวิจัยครั้งนี้ใช้ข้อมูลของหม้อไอน้ำตัวอย่างจากโรงแรมพรพิงค์ทาวเวอร์ จังหวัดเชียงใหม่ หม้อไอน้ำจะทำงานตั้งแต่เวลา 04.00 น. ถึง 01.00 น. ของวันถัดไปรวมชั่วโมงการทำงาน 21 ชั่วโมงต่อวัน ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Turbo Pascal 7.0 วิธีการคำนวณสมรรถนะทางความร้อนอ้างอิงจากแนวทางการคำนวณของ ESDU 81038 และรวมเอาวิธีการวิเคราะห์

ทางด้านเศรษฐศาสตร์ก็นำเอาค่าพลังงานที่ถ่ายเทได้หารด้วยค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอุ่นน้ำ เพื่อเป็นส่วนช่วยในการตัดสินใจเลือกสร้างไอโคโนไมเซอร์ที่ให้ค่าประสิทธิผลและค่าพลังงานที่ถ่ายเทต่อราคาสูงที่สุด แผนผังการคำนวณออกแบบจะเป็นไปตามรูป 1 และตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการคำนวณแสดงในตาราง 1 และ 2

จากการจำลองสภาพด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่สร้างขึ้น และชุดข้อมูลในตาราง 1 และ 2 พบว่าชุดข้อมูลที่ดีที่สุดที่จะนำมาสร้างไอโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนคือ

วัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน ท่อเหล็ก (A 120 Sch.40)

สารทำงานภายในท่อ น้ำที่อัตราการเติม 50%

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อความร้อน 0.021 เมตร

ความหนาท่อ 0.0028 เมตร

ความยาวส่วนทำระเหย 0.400 เมตร

ความยาวส่วนควบแน่น 0.100 เมตร

ระยะห่างระหว่างท่อตามแนวขวาง 0.047 เมตร

ระยะห่างตามแนวยาว	0.047 เมตร
เส้นผ่านศูนย์กลางครีบลูก	0.041 เมตร
จำนวนครีบลูก	8 ลูก
จำนวนท่อความร้อนที่ใช้	30 ท่อ

นำเอาข้อมูลที่ได้มาสร้างเป็นอีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อน แต่ด้วยข้อจำกัดของกรรมวิธี และขั้นตอนการผลิต จึงจำเป็นต้องปรับเปลี่ยนระยะบางอย่างของอีโคโนไมเซอร์ที่สร้างดังนี้

ความยาวส่วนท่าระเหย	0.420 เมตร
ความยาวส่วนควบแน่น	0.130 เมตร
ระยะห่างตามแนวขวาง	0.060 เมตร
ระยะห่างระหว่างท่อตามแนวยาว	0.060 เมตร

จากนั้นนำเอาอีโคโนไมเซอร์ที่สร้างขึ้นไปทดสอบที่สภาวะแปรเปลี่ยนดังนี้ อุณหภูมิขาเข้าก๊าซร้อน อัตราการไหลของก๊าซร้อน อุณหภูมิขาเข้าน้ำ อัตราการไหลของน้ำ เพื่อดูผลของอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำ ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และค่าประสิทธิผล

ผลการทดลองและการวิจารณ์

เมื่อทำการทดลองกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยให้ค่าอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า 231°C อัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้า $692.72 \text{ m}^3/\text{hr}$ อุณหภูมิน้ำขาเข้า 40°C และอัตราการไหลน้ำขาเข้า 2.6 l/min ซึ่งเท่ากับค่าจริงแล้วพบว่า ค่าความร้อนที่ดึงกลับ 8.75 กิโลวัตต์ ค่าประสิทธิผล 0.33 ทำให้อุณหภูมิก๊าซร้อนเหลือเพียง 170.7°C และเพิ่มอุณหภูมิของน้ำได้เป็น 88.31°C ที่ความดันตกคร่อม 11 Pa

4.1 ผลของการแปรอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า

รูป 2 แสดงผลของอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้าที่มีต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำ รูป 3 แสดงผลของอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้าที่มีต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และรูป 4 แสดงผลของอุณหภูมิก๊าซร้อนที่มีต่อค่าประสิทธิผล สังเกตได้ว่าค่าอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำที่ได้จากการทดสอบมีค่ามากกว่าและน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพตามลำดับ มีผลทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้และค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพ เนื่องจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์สของน้ำขาเข้ามีค่าต่ำกว่าขอบเขตการใช้งานของสมการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อเทอร์โมไซฟอนและน้ำ ทำให้ค่าที่ได้จากการคำนวณมีค่ามากกว่าจากการทดลอง และยังพบว่า

เมื่ออุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้ามีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิก๊าซร้อนและน้ำขาออก ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และค่าประสิทธิผลจะมีค่าเพิ่มขึ้น

4.2 ผลของอัตราการไหลของก๊าซร้อน

รูป 5 แสดงผลของอัตราการไหลของก๊าซร้อนที่มีต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำ รูป 6 แสดงผลของอัตราการไหลของก๊าซร้อนที่มีต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และ รูป 7 แสดงผลของอัตราการไหลของก๊าซร้อนที่มีต่อค่าประสิทธิผล ได้ว่าค่าอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำที่ได้จากการทดสอบมีค่ามากกว่าและน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพตามลำดับ มีผลทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้และค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพเช่นเดียวกันกับเหตุผลข้างต้น และเมื่ออัตราการไหลของก๊าซร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิก๊าซร้อนและน้ำขาออก ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้จะมีค่าเพิ่มขึ้น (เนื่องจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์สข้างร้อนเพิ่มขึ้นนั่นเอง) แต่ค่าประสิทธิผลจะมีค่าลดลง

4.3 ผลของอุณหภูมิน้ำขาเข้า

รูป 8 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำขาเข้าที่มีต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำ รูป 9 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำขาเข้าที่มีต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และ รูป 10 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำที่มีต่อค่าประสิทธิผล ได้ว่าอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำที่ได้จากการทดสอบมีค่ามากกว่าและน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพตามลำดับ ทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้และค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพ และเมื่ออุณหภูมิน้ำขาเข้ามีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิก๊าซร้อนและน้ำขาออกจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้และค่าประสิทธิผลจะมีค่าลดลงเนื่องจากค่าอุณหภูมิแตกต่างระหว่างข้างร้อนและข้างเย็นลดลงนั่นเอง

4.4 ผลของอัตราการไหลของน้ำ

รูป 11 แสดงผลของอัตราการไหลของน้ำที่มีต่ออุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำ รูป 12 แสดงผลของอัตราการไหลของน้ำที่มีต่อค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และ รูป 13 แสดงผลของอัตราการไหลของน้ำที่มีต่อค่าประสิทธิผล ได้ว่าค่าอุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำที่ได้จากการทดสอบมีค่ามากกว่าและน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพตามลำดับ ทำให้ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้และค่าประสิทธิผลที่ได้จากการทดสอบมีค่าน้อยกว่าที่ได้จากการจำลองสภาพ และเมื่ออัตราการไหลของน้ำมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิก๊าซร้อน

และน้ำขาออกจะมีค่าลดลง แต่ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ และค่าประสิทธิภาพจะมีค่าเพิ่มขึ้น

4.5 ผลของการทำงานในสภาพที่อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้าแปรเปลี่ยนเหมือนกับหม้อไอน้ำตัวอย่าง

เมื่อนำไปทำงานในลักษณะการทำงานจริงจะสามารถดึงเอาพลังงานกลับมาได้ 4182.3 วัตต์ คิดเป็น 316.18 เมกกะจูลต่อวัน สามารถคืนทุนภายในระยะเวลา 2 ปี 9 เดือน มีค่า Internal Rate of Return (IRR) เท่ากับ 34.43 เปอร์เซ็นต์ มีความดันตกคร่อมกลุ่มท่อ 11 Pa

5.สรุปผล

ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ดึงความร้อนจากก๊าซร้อนของหม้อไอน้ำมาให้กับน้ำก่อนเข้าหม้อไอน้ำ ค่าความร้อนที่ดึงกลับ 8.75 กิโลวัตต์ ค่าประสิทธิภาพ 0.33 ที่อุณหภูมิก๊าซร้อน 231°C อุณหภูมิน้ำขาเข้า 40°C อัตราการไหลของก๊าซร้อน 692.72 m³/hr และอัตราการไหลของน้ำ 2.6 l/min ทำให้อุณหภูมิก๊าซร้อนเหลือเพียง 170.7°C และเพิ่มอุณหภูมิของน้ำได้เป็น 88.31°C ที่ความดันตกคร่อม 11 Pa เมื่ออุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อนเพิ่มขึ้น จะทำให้อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำเพิ่มขึ้นจาก ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มและค่าประสิทธิภาพเพิ่ม

5.1.3 เมื่ออัตราการไหลของก๊าซร้อนเพิ่มขึ้น อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้นค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เพิ่มแต่ค่าประสิทธิภาพลดลง

5.1.4 เมื่ออุณหภูมิขาเข้าของน้ำเพิ่มขึ้น อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้ลดลงและค่าประสิทธิภาพลดลง

5.1.5 เมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อนและน้ำจะลด แต่ค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้เพิ่มและค่าประสิทธิภาพของอีโคโนไมเซอร์เพิ่ม

อีโคโนไมเซอร์แบบท่อความร้อนเหมาะสมที่จะนำมาใช้กับหม้อไอน้ำสำเร็จรูปขนาดกำลังผลิตไอน้ำ 1 ตันต่อชั่วโมง เพราะให้อัตราผลตอบแทนที่สูง (34.43 เปอร์เซ็นต์) และระยะเวลาคืนทุนสั้น (2 ปี 9 เดือน)

อักษรย่อและสัญลักษณ์

hco Convection heat transfer coefficient of cold side (W/m².K)

heo Convection heat transfer coefficient of hot side (W/m².K)

Q Rate of heat transfer (W)

Sco Area of cold side (m²)

Seo Area of hot side (m²)

ΔT Effective overall temperature difference (K)

U Heat transfer coefficient (W/m².K)

Z Thermal resistance (K/W)

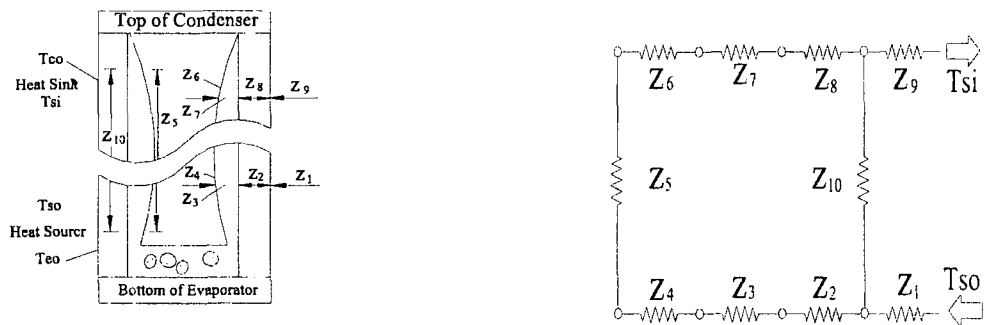
Z_{int} Internal thermal resistance (K/W)

Z_{total} Overall thermal resistance (K/W)

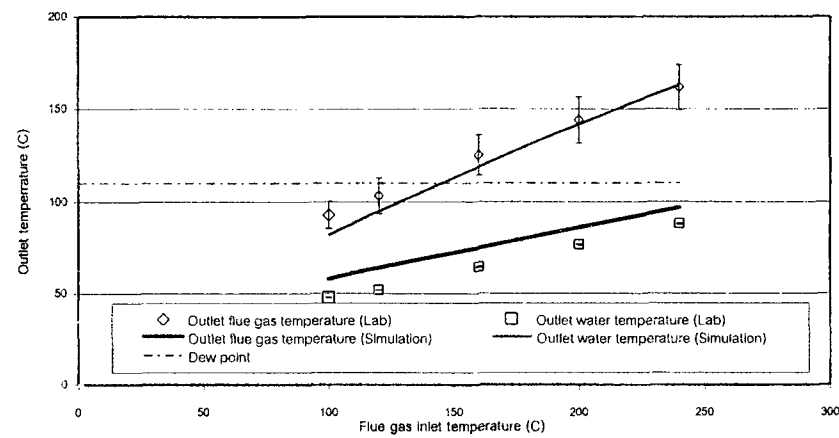
บรรณานุกรม

- [1] Bacanu, G., Fetcu, D., and Ungureanu, V.B. "Performance of a new type heat pipe heat exchanger", Proc., 8th Int., Heat pipe conf., USSR, 605-608, 1991
- [2] Bejan, A., "The optimum spacing for cylinders in crossflow forced convection", Journal of Heat Transfer, Vol 117, 767-769, 1995
- [3] Dube, V., Sauciu, I., Aliakbar A., and Davis, A., "Design construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery", Proc., 5th Int. Heat pipe symposium, Australia, 1-8, 1996
- [4] Engineering Science Data Unit, "Thermosyphon properties of heat pipe working fluids: Operating range between -60°C and 300°C", Item No. 80017 U.K., 1981
- [5] Engineering Science Data Unit, "Heat pipe - performance of two phase closed thermosyphons", Item No. 81038 U.K., 1981
- [6] Guo, S., Hou, Z., Shao, X, Sun, C, and Mi, M., "Application of heat pipe heat exchangers in boiler and power plant ", Proc., 8th Int. Heat pipe conf., USSR, 573-576., 1990
- [7] Terdtoon, P., Chaithep, S., Soponpis, N., and Groll, M. "Thermosyphon Economizer for package boilers" Proc., 5th Int. Heat pipe symposium, Australia, 1-8., 1996

ภาคผนวก



รูปที่ 1 แสดงค่าความต้านทานทางความร้อนและตำแหน่งของความต้านทานทางความร้อน



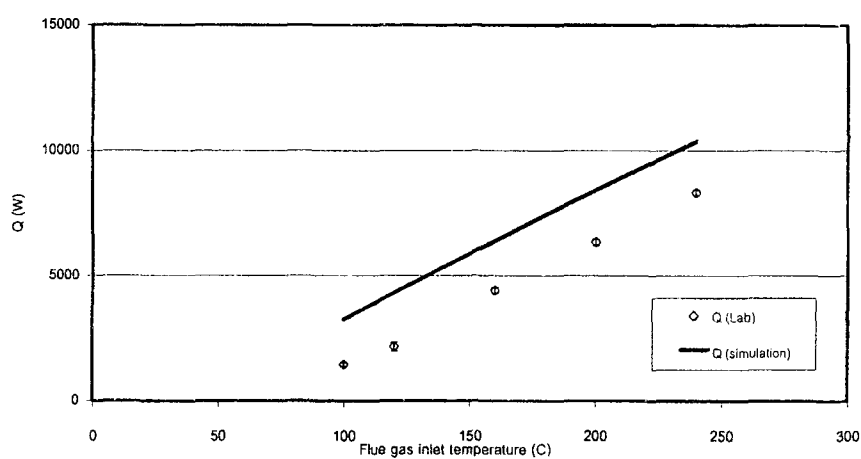
รูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้ากับอุณหภูมิไอเสียขาออกและน้ำขาออก

ตารางที่ 1 ตัวแปรที่ใช้ในการจำลองสภาพ

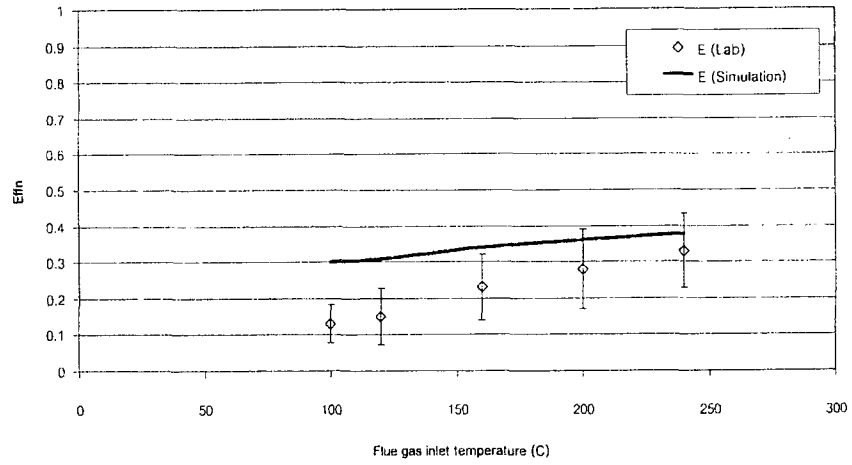
ลำดับ	รายละเอียด	ค่าเริ่มต้น	ค่าสิ้นสุด	เปลี่ยนแปลงครั้งละ
1	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อความร้อน (OD)	3/8 นิ้ว	1 นิ้ว	1/4 นิ้ว
2	ความยาวส่วนทำระเหย	0.1 เมตร	1 เมตร	0.1 เมตร
3	ความยาวส่วนควบแน่น	0.1 เมตร	1 เมตร	0.1 เมตร
4	Transverse Pitch	1.5OD	2.5OD	0.5OD
5	Longitudinal Pitch	1.5OD	2.5OD	0.5OD
6	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของครีป	1.5OD	2OD	0.5OD
7	จำนวนครีปต่อความยาว 1 นิ้ว	4	8	2
8	จำนวนแถวของท่อความร้อน	2	7	1

ตาราง 2 ค่าคงที่ในการจำลองสภาพ

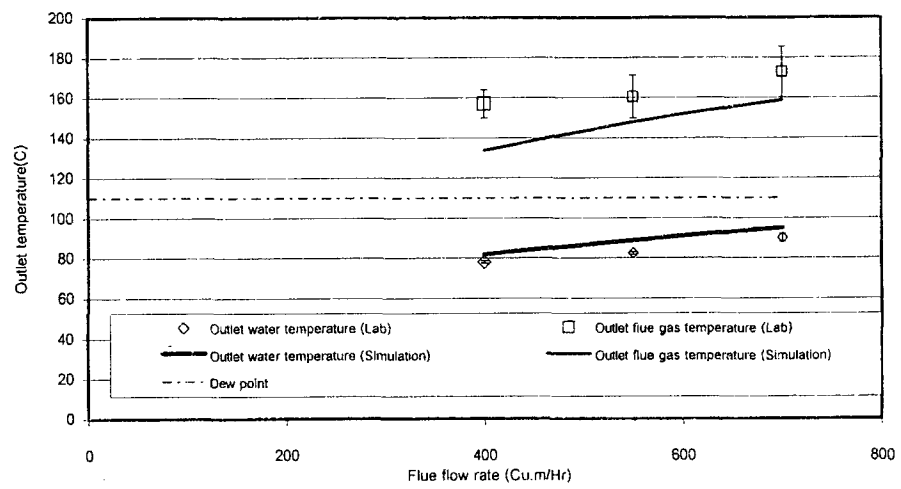
วัสดุทำท่อ	เหล็ก
สารทำงาน	น้ำ
อัตราส่วนการเติม	50%
ชนิดของครีป	เหล็ก
ความสูงของครีป	10 มม.
อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า	231 °C
อัตราการไหลของก๊าซร้อน	692.72 m ³ /hr
อุณหภูมิน้ำขาเข้า	40 °C
อัตราการไหลของน้ำ	0.156 m ³ /hr



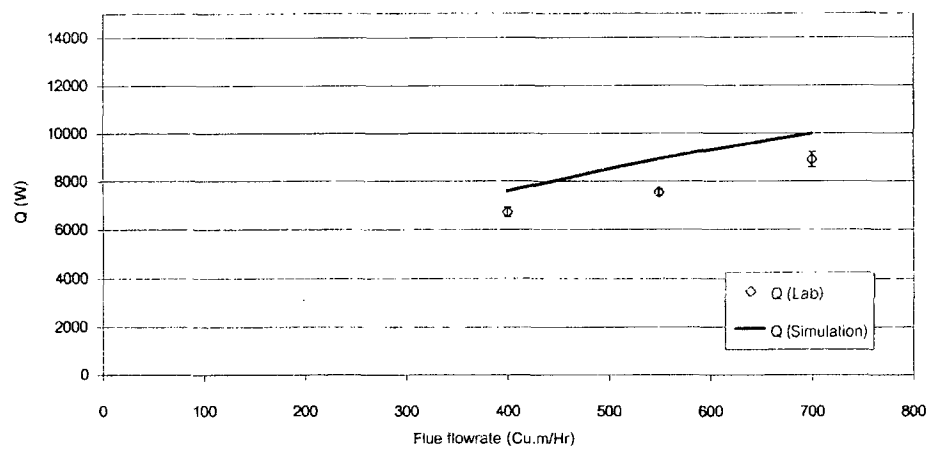
รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้ากับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



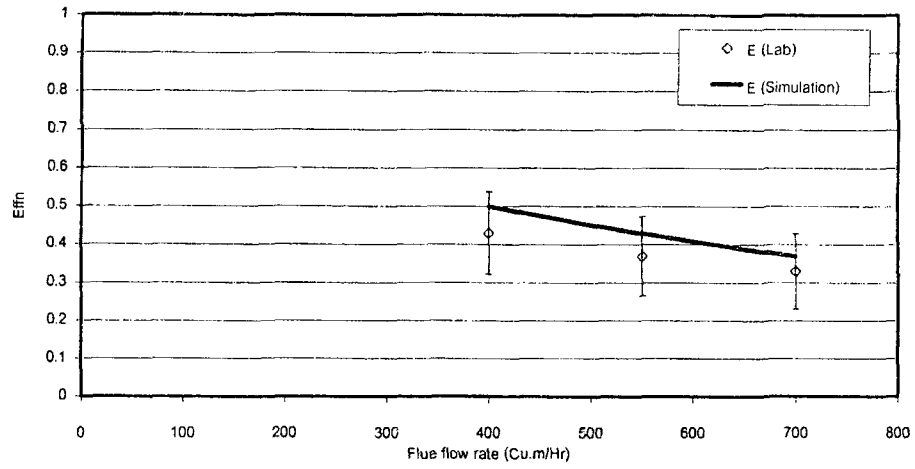
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้ากับค่าประสิทธิภาพ



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของก๊าซร้อนกับอุณหภูมิก๊าซร้อนขาออกและน้ำขาออก

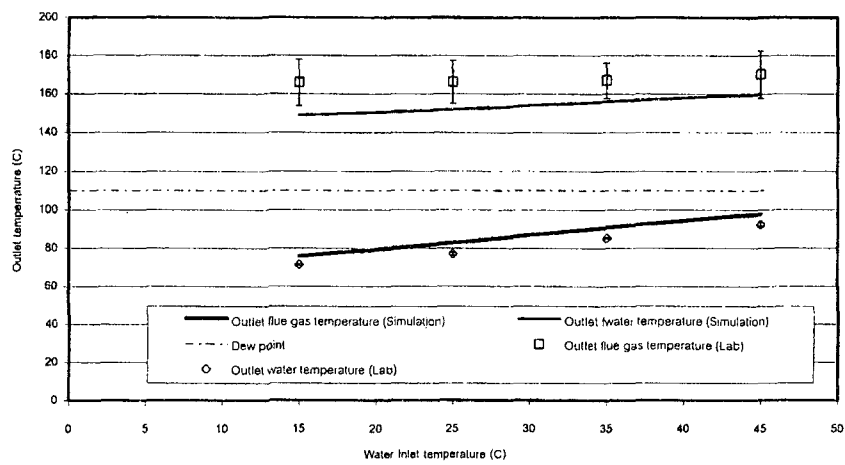


รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของก๊าซร้อนกับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้

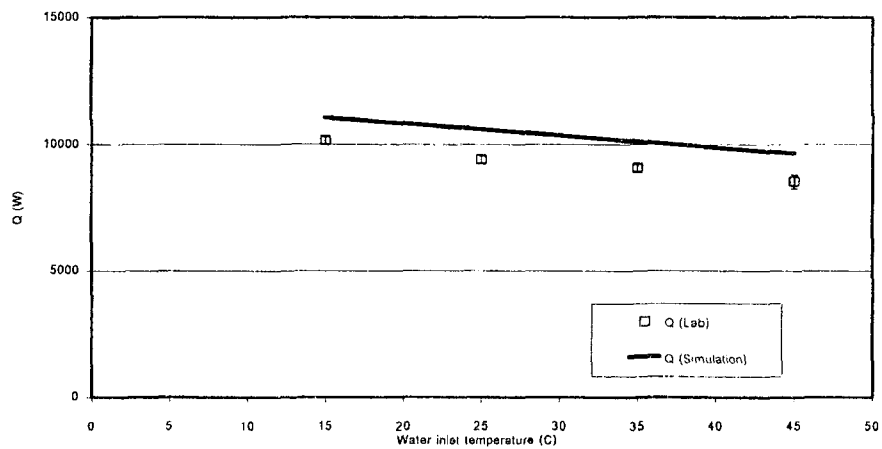


578

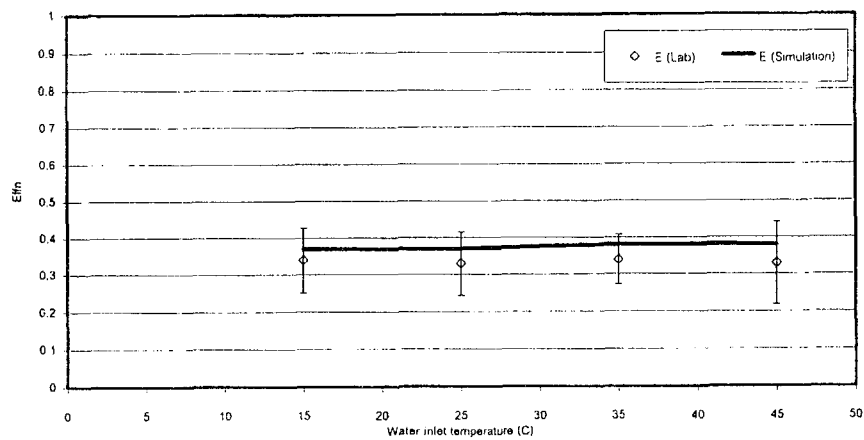
รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของก๊าซร้อนกับค่าประสิทธิภาพ



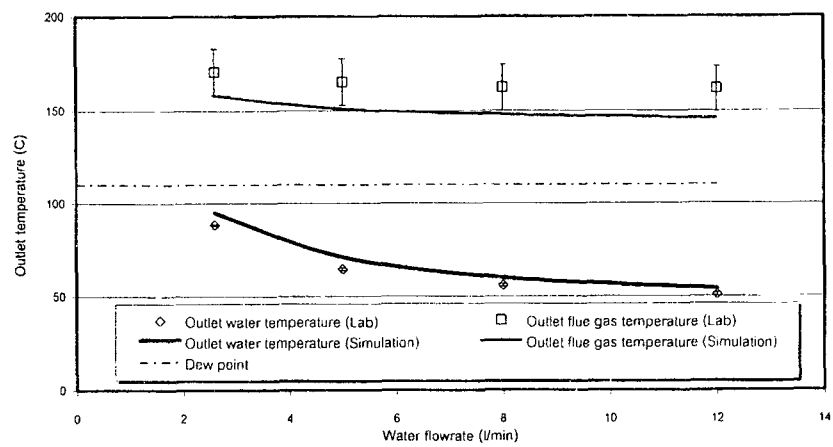
รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาเข้ากับอุณหภูมิก๊าซร้อนขาออกและน้ำขาออก



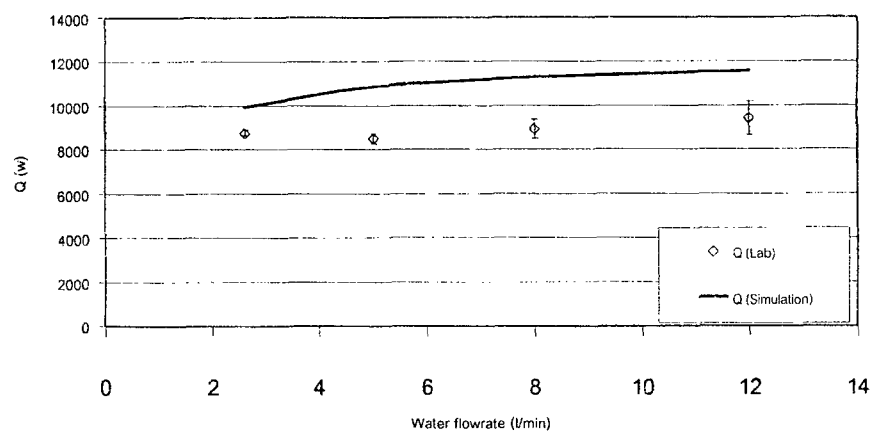
รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาเข้ากับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



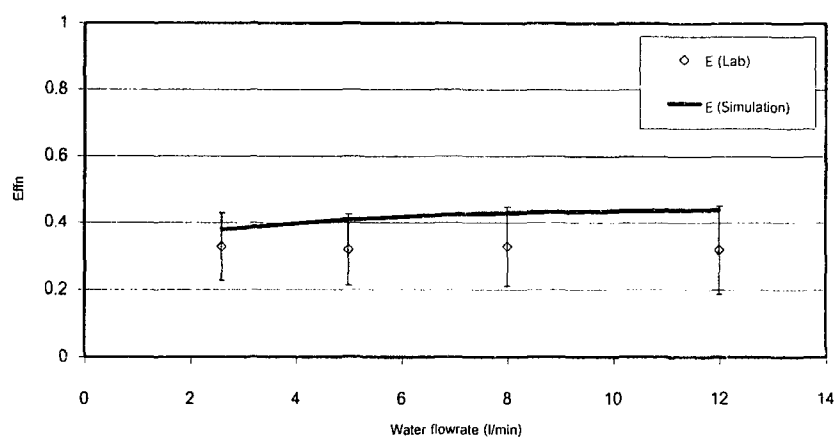
รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาเข้ากับค่าประสิทธิภาพ



รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำขาเข้ากับอุณหภูมิก๊าซร้อนขาออกและน้ำขาออก



รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำขาเข้ากับค่าความร้อนที่ถ่ายเทได้



รูปที่ 13 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำเข้ากับค่าประสิทธิภาพ