



การเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ กับแบบท่อขด ที่ใช้ร่วมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว

A Comparative Study on Performance of Shell-and-Tube and Coil-Tube Economizer for Once-Through Boilers

อุทัย ผ่องรัศมี^{1*} เสนีย์ ศิริไชย¹ และ สำราจ อินแบน²

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อให้กับแบบท่อขด สำหรับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ที่มีอัตราการผลิตไอน้ำ 250 kg/h ที่ความดันการใช้ไอน้ำ 408 kPa โดยใช้ก๊าซร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำที่อุณหภูมิ 453 K ไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับอุปกรณ์ท่อที่มีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน 3.55 m^2 ท่อมีความยาว 34 m ผลการวิจัยพบว่า อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทิ้ง 7.65 m/s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวภายนอกและพื้นที่ผิวภายในท่อเฉลี่ย 33.42 และ $5.71 \text{ W/m}^2\text{K}$ มีความดันลด 25.69 และ 2.27 Pa อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อที่มีสมรรถนะ 0.40 ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ 78,600 บาท/ปี มีระยะเวลาคืนทุน 2.66 ปี เมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทิ้ง 5.33 m/s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนพื้นที่ผิวภายนอกและภายในท่อเฉลี่ย 54.42 และ $0.89 \text{ W/m}^2\text{K}$ มีความดันลด 87.42 และ 0.65 Pa อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดมีสมรรถนะ 0.36 ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ 75,300 บาท/ปี มีระยะเวลาคืนทุน 2.52 ปี ผลจากการเปรียบเทียบ อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบพบว่า อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อเหมาะสมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ที่มีขนาดอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h และมีความดันไอน้ำ ที่ได้ทำการทดลอง 102–408 kPa เท่านั้น

¹สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี 38 หมู่ 8 ตำบลนาข่าง อำเภอเมือง จังหวัดเพชรบุรี 76000

²สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ วิทยาลัยเทคนิคนครพนม มหาวิทยาลัยนครพนม 103 หมู่ 3 ตำบลขามเฒ่า อำเภอเมือง จังหวัดนครพนม 48000

*Corresponding Author, E-mail: Uthai_MT@hotmail.com, Tel.: 032-405502

ABSTRACT

The research was to design and develop shell-and-tube and coil-tube economizers for once-through boiler generating steam with 250 kg/h steam producing rate at 408 kPa pressures. The measured temperature of exhaust gas boiler was 453 K entering the cross-flow economizer used to preheat the feeding water with the heating surface area and tube length of 3.55 m² and 34 m. The research found that the economizer shell and tube exhaust with gas at 7.65 m/s produced the heat transfer coefficients of the tube outer and inner area at 33.42 and 5.71 W/m²K, respectively while the pressure drops for shell and tube were 25.69 and 2.27 Pa. The effectiveness of the economizers was 0.40 and the energy saving cost was 78,600 Baht/year. The payback period is around 2.66 years. When compared the coil tube economizer exhaust gas at 5.33 m/s, the heat transfer coefficient of the tube outer and inner area were 54.42 and 0.89 W/m²K, respectively while the pressure drops for shell and tube were 87.42 and 0.65 Pa. The effectiveness of the economizers was 0.36 and the energy saving cost was 75,300 Baht/year. The payback period is around 2.52 years. The compared shell-and-tube economizer and coil-tube economizer were suitable for once-through boilers generating steam of 500 kg/h rate at pressure steam test of 102-408 kPa.

คำสำคัญ: หม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด ความเร็วของก๊าซร้อนทิ้ง

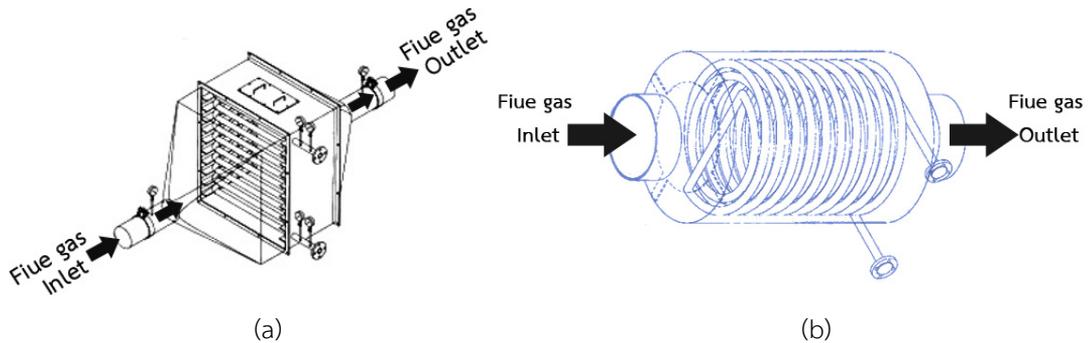
Keywords: Once-through boiler, Shell-and-tube economizer, Coil-tube economizer, Hot-air velocity

1. บทนำ

ผู้วิจัยได้ให้ความสำคัญกับพลังงานก๊าซร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำจึงนำมาสู่การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ (shell and tube) กับแบบท่อขด (coil tube) ว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนชนิดใดที่เหมาะสมในการใช้งานร่วมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและทอกับแบบท่อขดที่ใช้ร่วมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว

การนำก๊าซร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ขนาดอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h ที่ความดันการใช้ไอน้ำ 510 kPa นำมาอุ่นน้ำป้อนให้แก่หม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว เป็นวิธีหนึ่งที่ใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพของศูนย์วิจัยพลังงาน สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ที่ได้ทำการวิจัย (อุทัย, 2553) การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ กับการออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดโดยให้ ความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับกลุ่มท่อทั้ง 2 แบบ หลังจากที่มีความร้อนทิ้งถ่ายเทความร้อนให้แก่ กลุ่มท่อทั้ง 2 แบบแล้ว จะมีพัดลม

ดูดก๊าซร้อนทิ้งออกไปยังปล่องไอเสียหม้อไอน้ำ ซึ่งในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบ ใช้เงื่อนไขสมการของการแลกเปลี่ยนความร้อน ของ Sieder and Tate (วิวัฒน์, 2536)



รูปที่ 1 การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ (a) กับแบบท่อขด (b)

ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบ ใช้อุณหภูมิในการออกแบบที่ 180°C อุณหภูมิน้ำป้อนเข้าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อน 30°C อุณหภูมิน้ำป้อนที่ต้องการ 60°C ก๊าซร้อนทิ้งที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อน 120°C สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ $50\text{ W/m}^2\text{K}$ และอัตราการผลิตไอน้ำ 0.138 kg/s

ผลจากการออกแบบได้อุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึม 98.22°C การถ่ายเทความร้อนของน้ำ 17.44 kW พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน 3.55 m^2 ท่อมีความยาว 34 m พื้นที่เปลือก 5.60 m^2 และความยาวเปลือก 1.8 m ข้อมูลที่ได้จากการออกแบบนำมาสร้างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ กับแบบท่อขด ซึ่งติดตั้งร่วมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว

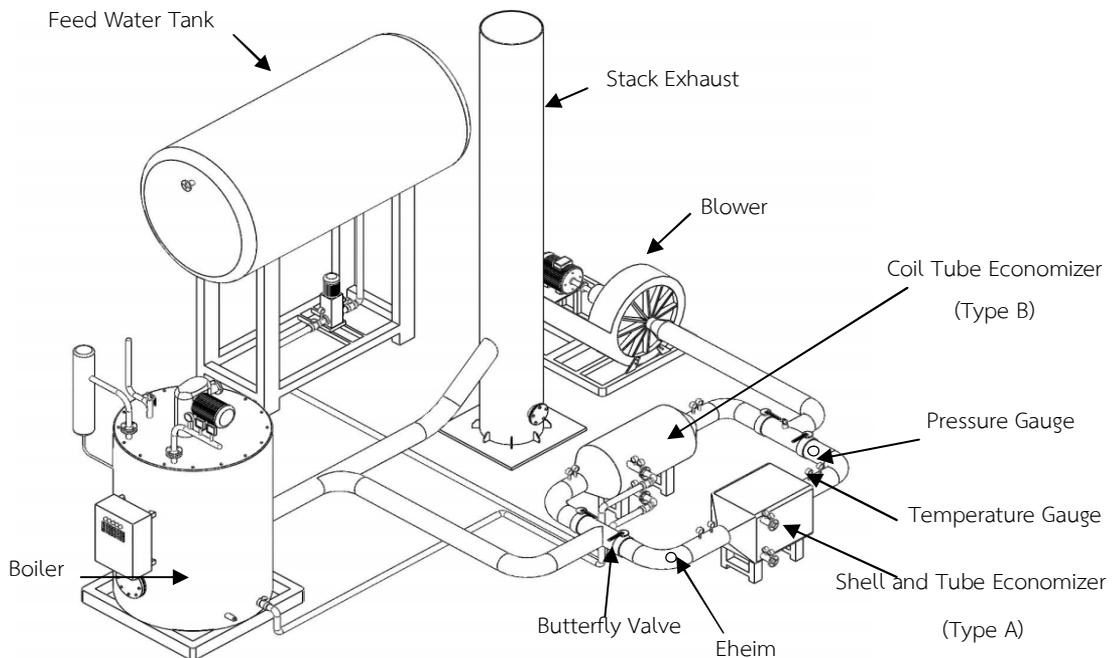
2. วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อเปรียบเทียบคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด และเพื่อวิเคราะห์ความเหมาะสมการลงทุนการประหยัดพลังงาน

3. การดำเนินการวิจัย

ขั้นตอนการดำเนินการวิจัยแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกเป็นการวิเคราะห์สมรรถนะหม้อไอน้ำแบบไหลผ่านทางเดียว ความร้อนไหลผ่านทางเดียว ที่มีขนาดอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h และส่วนที่สองเป็นการวิเคราะห์สมรรถนะอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับ แบบท่อขด และความเหมาะสมต่อการลงทุน

3.1 การประเมินสมรรถนะหม้อไอน้ำแบบไหลผ่านทางเดียว ชนิดความความร้อนไหลผ่านทางเดียว ที่มีอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h ที่ความดัน (เกจ) การใช้งานไอน้ำ $102\text{--}408\text{ kPa}$ ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงและใช้เครื่องมือวัดสมรรถนะ Eheim (Visitor-01 ℓ) วัดปริมาณก๊าซร้อนที่ปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม เช่น อุณหภูมิก๊าซร้อนทิ้ง $T_g (\pm 1^{\circ}\text{C})$ ก๊าซออกซิเจน $\text{O}_2 (\pm 1\%)$ ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ $\text{CO}_2 (\pm 1\%)$ ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ $\text{CO} (\pm 5\text{ ppm})$ ปริมาณอากาศส่วนเกินและประสิทธิภาพทางความร้อนของหม้อไอน้ำ เครื่องมือวัดสมรรถนะจะติดตั้งทางเข้าและออกของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้งสองชนิด ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ (type A) และแบบท่อชุด (type B) ร่วมกับหม้อไอน้ำไหลลงน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว

3.2 การติดตั้งอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ แบบท่อชุด ร่วมกับหม้อไอน้ำแบบไหลลงน้ำชนิดความร้อนไหลผ่านทางเดียว

การติดตั้งอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ (type A) และแบบท่อชุด (type B) โดยให้ท่อก๊าซร้อนจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับกลุ่มท่อทั้งสองแบบ เมื่อก๊าซร้อนทิ้งถ่ายเทความร้อนให้แก่พื้นที่ผิวท่อภายนอก (ท่อน้ำ) แล้วความร้อนจะถูกพัดลมดูด (blower) ก๊าซร้อนทิ้งออกจากอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบ ซึ่งพัดลมดูดนี้สามารถควบคุมการทำงานด้วยมอเตอร์ด้วยการติดตั้งอินเวอร์เตอร์ เพื่อใช้ปรับความถี่ (f) ในส่วนอุปกรณ์การวัดของระบบได้ติดตั้งเกจวัดความดัน และเกจวัดอุณหภูมิแบบกระเปาะ ทางเข้า-ทางออก และเกจรูทางเข้า-ทางออก เพื่อใส่เครื่องมือวัด คุณสมบัติของก๊าซร้อน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2

3.3 สมการการออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบ และสมการวิเคราะห์ตัวแปรตามที่ต้องการศึกษา

3.3.1 สมการที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ กับแบบท่อชุด

$$A_t = \frac{Q_c}{U \Delta T_{lm}}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{s,i} - T_{t,o}) - (T_{s,i} - T_{t,i})}{\ln(T_{s,i} - T_{t,o}) / (T_{s,i} - T_{t,i})}$$

$$Q_c = \dot{m} C_w (T_{t,o} - T_{t,i})$$

$$L = \frac{A_t}{\pi D_i}$$

2.3.2 สมการใช้การวิเคราะห์ตัวแปรตามของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับแบบท่อชุด ผลที่ได้จากการออกแบบได้พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน, A_t ของส่วนเปลือกได้แก่พื้นผิวท่อภายนอกและความยาวท่อสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด ซึ่งสมการที่ใช้ในการทดสอบและคุณสมบัติของก๊าซร้อนที่อยู่ภายในเปลือกนั้นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิความร้อนที่จกปล่อยไอเสียหม้อไอน้ำ ซึ่งมีสมการที่ใช้ในการวิเคราะห์เรียงตามลำดับสมการ ดังนี้

$$V_{s,max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V_s$$

$$Re_{s,max} = \frac{V_{s,max} D_o \rho_s}{\mu_s}$$

$$Nu_s = C_2 C_s Re_{s,max} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

$$h_{s,o} = \frac{Nu_s k_s}{D_o}$$

$$f_s = \left[0.044 + \frac{0.8 S_L / D_o}{[(S_T - D_o) / D_o]^{0.43 + 1.13 D_o / S_L}} \right] Re_{s,max}^{-0.15}$$

$$Re_{s,max} = \frac{2 f_s N_L (\rho_s V_{s,max})^2}{\rho_s} \left(\frac{\mu_w}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์คุณสมบัติของน้ำที่อยู่ภายในท่อเมื่อน้ำได้รับการถ่ายเทก๊าซร้อนทั้งของส่วนเปลือกซึ่งจะมีสมการที่ใช้ในการวิเคราะห์เรียงตามลำดับสมการ ซึ่งเป็นสมการของ Sieder and Tate ที่ได้ค้นพบจากการทดลอง (วิวัฒน์, 2536)

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t}$$

$$Re_t = \frac{G_t D_i}{\mu_t}$$

$$Pr_t = \frac{C_p \mu_t}{k_t}$$

$$Nu_t = 1.86 (Re_t Pr_t)^{0.33} \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_{t,i} = \frac{Nu_t}{D_i} k_t$$

$$f_t = \frac{64}{Re_t}$$

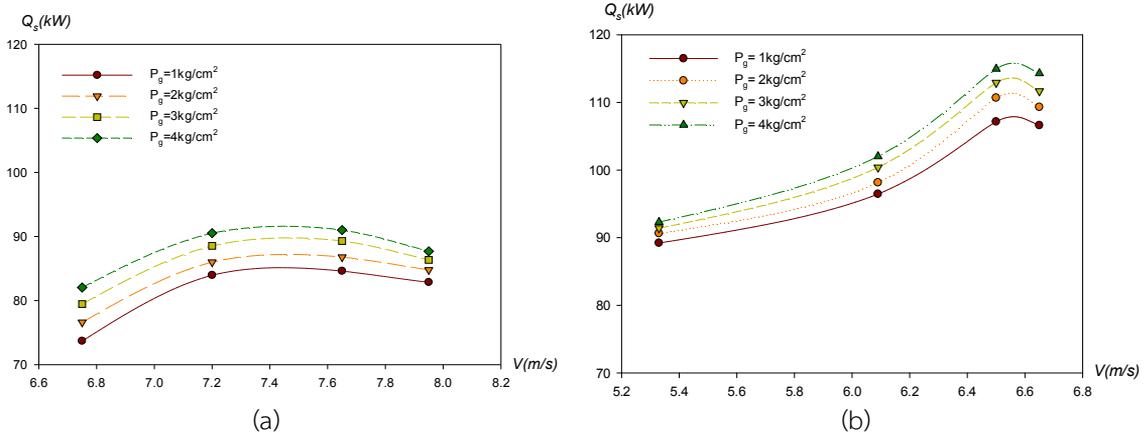
$$\Delta P_t = \frac{f_t N_L L G_t^2}{2000 D_i S_t \phi}$$

ผลที่ได้จากการทดสอบอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อตามสมการที่กล่าวมาข้างต้นจะได้สมรรถนะอุปกรณ์อุณหภูมิตู้หรือประสิทธิภาพผลอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อ \mathcal{E} ตามสมการดังนี้

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{m}_s Cp(T_{s,i} - T_{s,o}) + \dot{m}_t Cp(T_{t,i} - T_{t,o})}{\dot{m}_t Cp(T_{s,i} - T_{t,i})}$$

4. ผลการวิจัย

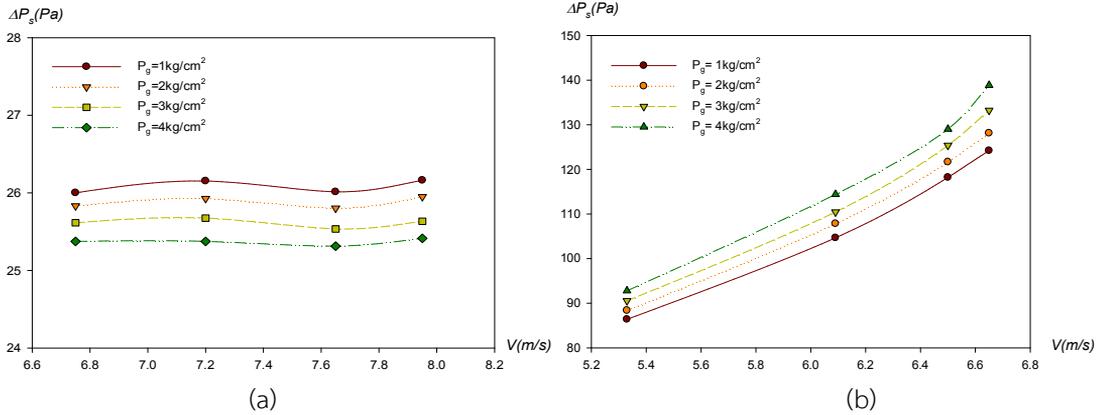
ในการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการวัดและทดสอบอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อ และแบบท่อขดสำหรับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียวจะแบ่งการวิเคราะห์โดยการเปรียบเทียบผลคุณสมบัติของการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบท่อขด ดังนี้



รูปที่ 3 การแสดงความสัมพันธ์ Q_s กับ V อุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อ (a) กับอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบท่อขด (b)

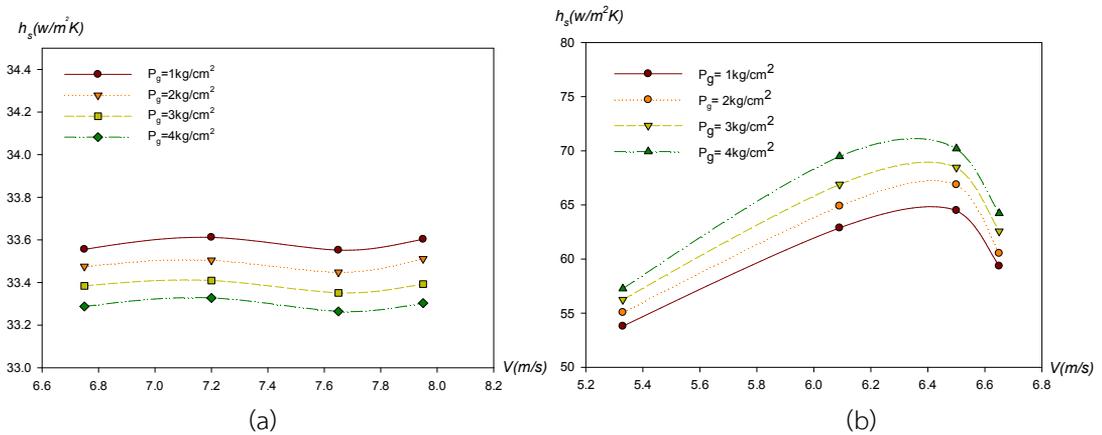
จากรูปที่ 3a และ 3b แสดงผลการวิเคราะห์อุปกรณ์ส่วนเปลือกของอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบท่อขด ที่ความเร็วมอเตอร์ 90 rpm (3 Hz) – 135 rpm (5 Hz) ที่ความดันใช้ไอน้ำ 102–408 kPa พบว่าความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งภายในส่วนเปลือก (Shell) ของอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แตกต่างกัน 6.75–7.95 m/s กับ 5.33–6.59 m/s ปัจจัยที่เป็นผลให้ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งแตกต่างกันเพราะการวางท่อแบบท่อเรียงจำนวน 10 แถวตั้ง 5 แถวนอน (สำหรับอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบเปลือกและท่อ) ส่วนการวางท่อแบบท่อขดจะเป็นวงกลม 12 ชั้น 2 วงกลม (สำหรับอุปกรณ์อุณหภูมิตู้แบบท่อขด) จากเหตุผลดังกล่าวเป็นเหตุให้ก๊าซร้อนทั้งภายในส่วน

เปลือก (แบบท่อขด) มีความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งต่ำ ส่งผลให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนเปลือกสูงขึ้น, Q_t นอกจากนี้ยังมีผลจากการออกแบบรูปทรงส่วนเปลือกที่เป็นรูปทรงกระบอก (แบบท่อขด) แบบเปลือกและท่อออกแบบส่วนเปลือกเป็นรูปสี่เหลี่ยม



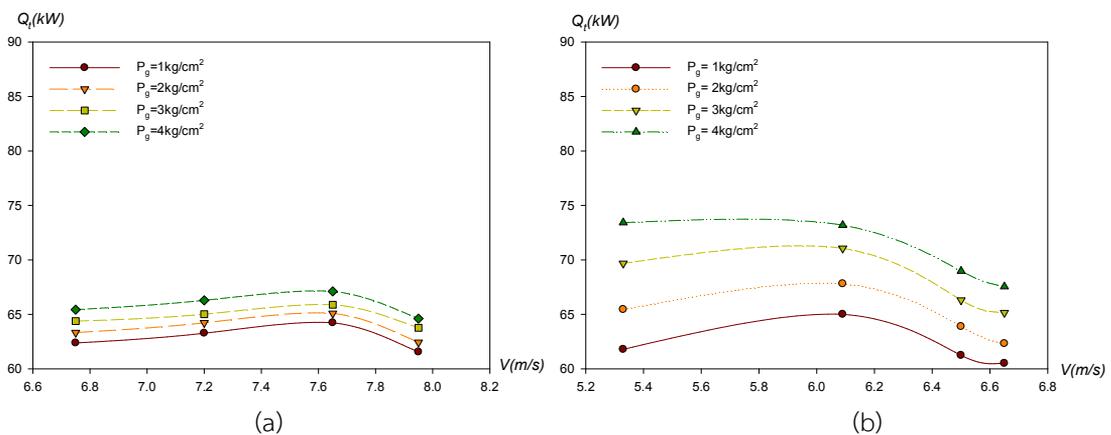
รูปที่ 4 การแสดงความสัมพันธ์ ΔP_s กับ V อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (b)

จากรูปที่ 4a และ 4b แสดงผลการวิเคราะห์ที่อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อที่อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (ส่วนเปลือก) ระหว่างความดันลดกับความเร็วต่าง ๆ ภายในเปลือก ที่ความดันใช้ไอน้ำ 102–408 kPa พบว่า (a) อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อมีความดันลดสูงสุดเฉลี่ย 25.82 Pa ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 7.65 m/s เมื่อเปรียบเทียบกับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (b) พบว่ามีค่าความดันลดสูงสุดเฉลี่ย 108.57 Pa ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 6.59 m/s ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบความดันลดต่อความเร็วความร้อนทั้งภายในเปลือก พบว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ มีความดันลดต่ำกว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขดเพราะว่าความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งส่วนเปลือกของอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อมีความเร็วสูงกว่าความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งส่วนเปลือกของอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด



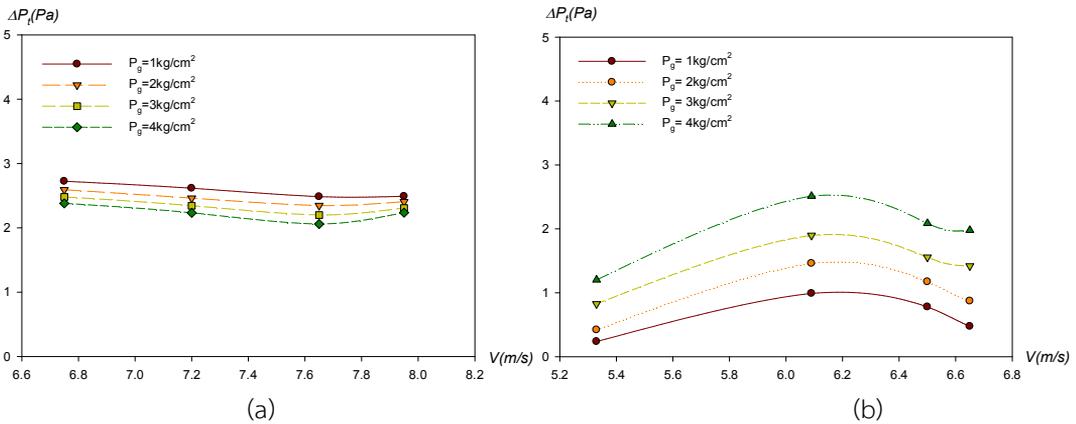
รูปที่ 5 การแสดงความสัมพันธ์ h_s กับ V อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (b)

จากรูปที่ 5a และ 5b แสดงผลการวิเคราะห์อุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด (b) ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน h_s กับความเร็วตัวกลางในเปลือก V ที่ความดันไอไอน้ำ 102–408 kPa พบว่าอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ ที่ความเร็วตัวกลางที่ 7.20–7.65 m/s มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน 33.45 W/m²K และอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด ที่ความเร็วตัวกลางที่ 5.33–6.59 m/s มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน 65.53–67.25 W/m²K เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนทั้ง 2 แบบ พบว่าการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขดมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า อุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ เพราะท่อขดมีการออกแบบเป็นท่อขด 2 วงกลม มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 54.5 และ 64.5 cm ซึ่งบริเวณดังกล่าว ทำให้ตัวกลางที่ถ่ายเทความร้อนให้กับพื้นที่ผิวท่อได้มากกว่าแบบเปลือกและท่อ ซึ่งวางท่อแบบเรียงแถว



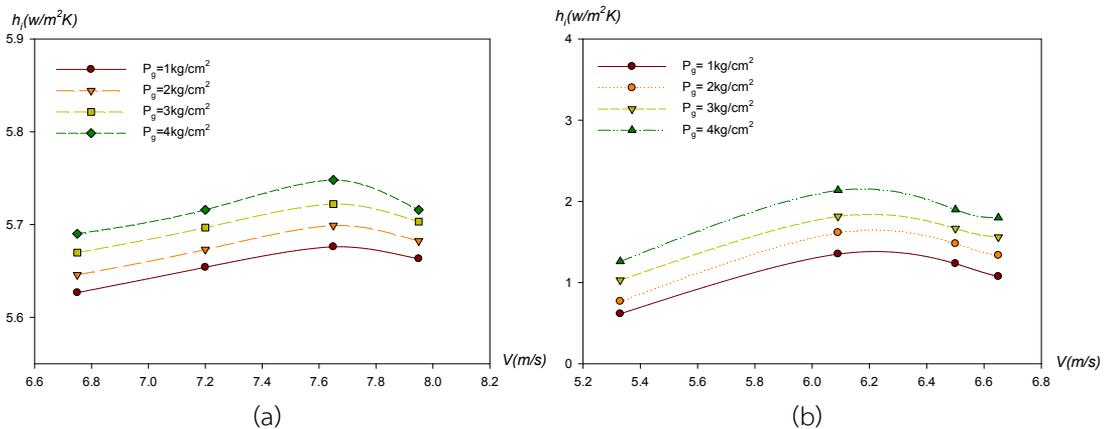
รูปที่ 6 การแสดงความสัมพันธ์ Q_t กับ V อุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด (b)

จากรูปที่ 6a และ 6b แสดงผลการวิเคราะห์อุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อกับอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด (ส่วนท่อ) ที่อัตราการผลิตไอน้ำ 200 kg/h ที่ความดันไอไอน้ำ 102–408 kPa พบว่าที่ความเร็วตัวกลางที่ 7.20–7.65 m/s ที่ถ่ายเทความร้อนให้แก่พื้นที่ผิวท่อภายนอก-ใน จนทำให้น้ำมีปริมาณความร้อน สำหรับอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ มีปริมาณความร้อนเฉลี่ย 65.58 kW ส่วนอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด ที่ความเร็วตัวกลางที่ 5.33–6.59 m/s มีปริมาณความร้อนเฉลี่ย 64.53 kW เมื่อเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้ง 2 แบบ พบว่าอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเปลือกและท่อ ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า (อุณหภูมิไอน้ำสูง 80–88°C) กว่าแบบอุณหภูมิต่อการถ่ายเทความร้อนแบบท่อขด (อุณหภูมิไอน้ำสูง 65–70°C) เล็กน้อยเพราะว่าปริมาณความร้อนที่ออกจากปล่องไอเสียหม้อน้ำมีอุณหภูมิใกล้เคียงกันใช้ความดันไอน้ำ 102–408 kPa เท่ากัน



รูปที่ 7 การแสดงความสัมพันธ์ ΔP_t กับ V อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (b)

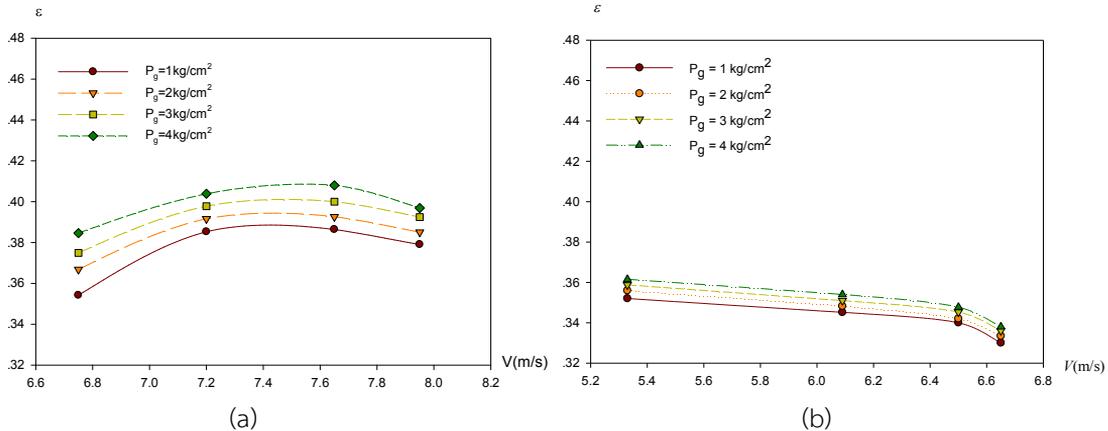
จากรูปที่ 7a และ 7b แสดงผลการวิเคราะห์ที่อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อกับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด ที่ความดันใช้ไอน้ำ 102–408 kPa ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 6.75–7.95 m/s พบว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อมืดมีความดันลดภายในท่อเฉลี่ย 2.27 Pa ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 7.20–7.65 m/s และอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขดมีความดันลดภายในท่อเฉลี่ย 1.76 Pa เมื่อเปรียบเทียบความดันลดที่เกิดขึ้นภายในท่อ ของอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ กับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด พบว่า ค่าความดันลดของอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขดจะมีการสูญเสียความดันน้อยกว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ เพราะว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเป็นท่อขดวงกลม ซึ่งมีส่วนต่อหัวที่น้อยกว่า



รูปที่ 8 การแสดงความสัมพันธ์ h_t กับ V อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด (b)

จากรูปที่ 8a และ 8b แสดงผลการวิเคราะห์ที่อุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อกับอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบท่อขด ที่ความดันใช้ไอน้ำ 102–408 kPa ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 7.20–7.65 m/s พบว่าอุกรณ์อุณหภูมิต่อแบบเปลือกและท่อมืดค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย 5.68 W/m^2K กับที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 5.33–6.08

m/s อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $1.72 \text{ W/m}^2\text{K}$ เมื่อเปรียบเทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้ง 2 แบบ พบว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด เพราะว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อมีพื้นที่ผิวออกแบบรูปทรงสี่เหลี่ยมเป็นผลให้เกิดความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้งภายในเปลือกสูงกว่าแบบท่อขด



รูปที่ 9 การแสดงความสัมพันธ์ ϵ กับ V อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ (a) กับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด (b)

จากรูปที่ 9a และ 9b แสดงผลการวิเคราะห์ที่อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด ที่ความดันการใช้ไอน้ำ 102–408 kPa ที่ความเร็วรอบมอเตอร์พัดลมดูดก๊าซร้อนทั้ง 90–135 rpm พบว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อมีสมรรถนะ 0.39–0.40 ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 7.20–7.65 m/s กับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด มีสมรรถนะ 0.35–0.36 ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 5.33–6.08 m/s เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อน 2 แบบ พบว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อมีสมรรถนะสูงกว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด เพราะว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อมากกว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด

5. การวิเคราะห์ความเหมาะสมความคุ้มค่า และการประหยัดพลังงานอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด

จากตารางที่ 1 แสดงผลการวิเคราะห์การประหยัดพลังงานและระยะเวลาคืนทุนของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด สำหรับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว จากต้นทุนการสร้างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับแบบท่อขด 205,000 และ 190,500 บาท ในกรณีเดินเครื่องวันละ 6 ชั่วโมง ราคาน้ำมันดีเซลลิตรละ 31.15 บาท พบว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อสามารถประหยัดพลังงานได้ 13.29 kW ($\dot{m} = 500 \text{ kg/h}$)

เมื่อคิดค่าพลังงานเชื้อเพลิงสามารถประหยัดได้ 262 บาท/วัน และมีระยะเวลาคืนทุน 2.66 ปี และอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด สามารถประหยัดพลังงานได้ 12.70 kW ($\dot{m} = 500 \text{ kg/h}$) เมื่อคิดค่าพลังงานเชื้อเพลิง

สามารถประหยัดได้ 251 บาท/วัน และมีระยะเวลาคืนทุน 2.52 ปี เมื่อเปรียบเทียบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนทั้ง 2 แบบ พบว่า อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อสามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด ซึ่งเหมาะสมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ขนาด 500 kg/h ที่ความดันการใช้ไอน้ำไม่เกิน 510 kPa สอดคล้องกับงานวิจัย (ทนงเกียรติ, 2547) ได้นำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อไอน้ำแบบหลอดไฟขนาด 1 2 และ 3 t/h มาอุ่นน้ำป้อนโดยใช้หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนผลการวิจัย พบว่าหม้อไอน้ำที่มีขนาดอัตราการผลิตไอน้ำ 1 t/h สามารถประหยัดพลังงานได้ 18,500 บาท/ปี มีระยะเวลาคืนทุน 2.57 ปี ถ้าเป็นหม้อไอน้ำขนาดอัตราการผลิตไอน้ำ 3 t/h สามารถประหยัดพลังงานได้ 100,000 บาท/ปี ระยะเวลาคืนทุน 0.9 ปี จะเห็นว่าถ้าเป็นหม้อไอน้ำขนาดเล็กจะใช้ระยะเวลาคืนทุนมากกว่าหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ เพราะหม้อไอน้ำขนาดเล็กมีอัตราการผลิตไอน้ำน้อยกว่า

ตารางที่ 1 การวิเคราะห์ความเหมาะสมอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด

| | อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ | อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด |
|----------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. ชั่วโมงการทำงาน | 6 ชั่วโมง | 6 ชั่วโมง |
| 2. ราคาน้ำมันดีเซล | 30.15 บาท/ลิตร | 30.15 บาท/ลิตร |
| 3. ค่าพลังงานที่ประหยัดได้ | 13.29 kW | 12.79 kW |
| 4. ค่าพลังงานที่ประหยัดได้ | 43.72 บาท/ชั่วโมง | 41.88 บาท/ชั่วโมง |
| 5. ค่าพลังงานที่ประหยัดได้ | 262 บาท/วัน | 251 บาท/วัน |
| 6. ราคาสร้างเครื่อง | 190,000 บาท | 185,500 บาท |
| 7. ค่าบำรุงรักษา | 15,000 บาท | 5,000 บาท |
| 8. ระยะเวลาคืนทุน | 2.66 ปี | 2.52 ปี |

6. อภิปรายผล

ผลจากการวิเคราะห์เปรียบเทียบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด พบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเฉลี่ย 87.26 kW ที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 7.20–7.65 m/s มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในเปลือกและท่อ 33.45 และ 5.68 W/m²K ตามลำดับ มีสมรรถนะสูงสุด 0.39–0.40 เมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด พบว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดให้อัตราการถ่ายเทความร้อน 99.25 kW และที่ความเร็วดูดก๊าซร้อนทั้ง 5.35–6.08 m/s มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน 65.53–67.78 W/m²K และมีสมรรถนะ 0.35–0.36 เมื่อพิจารณาความคุ้มค่าการประหยัดพลังงานสามารถประหยัดพลังงานของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดได้ 262 และ 251 บาท/วัน ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบเงินลงทุนอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด 205,000 และ 190,500 บาท ตามลำดับ จะพบว่าได้อัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) เมื่อเทียบกับดอกเบี้ยธนาคารเพื่อกลุ่มอุตสาหกรรมร้อยละ 10 (ธนาคารพาณิชย์จดทะเบียนในประเทศไทย, 2539) จะเห็นว่าผลตอบแทนภายในสูงกว่าแสดงว่าอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนคุ้มค่าการลงทุน ซึ่งมีระยะเวลาคืนทุน ใกล้เคียงกัน ประมาณ 2.52 – 2.66 ปี

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยการเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ กับแบบท่อชุดที่ใช้ร่วมกับหม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว เป็นงานวิจัยประยุกต์ของศูนย์วิจัยพลังงาน สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ซึ่งเป็นหน่วยจัดฝึกอบรมหลักสูตร ผู้ควบคุมประจำหม้อน้ำ หมายเลขทะเบียน 111-100-003 กรมโรงงานอุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม ผู้วิจัยขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี รวมทั้งอาจารย์และเจ้าหน้าที่สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน และขอขอบคุณหน่วยงาน ศูนย์วิจัยพลังงาน สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี ที่ได้สนับสนุนอุปกรณ์และครุภัณฑ์ ทำการวิจัย ทำให้การวิจัยนี้สำเร็จสอดคล้องตามวัตถุประสงค์ทุกประการ

8. เอกสารอ้างอิง

- กรมโรงงานอุตสาหกรรม. (2551). สถิติการขอขึ้นทะเบียนการใช้หม้อน้ำของอุตสาหกรรม. กรุงเทพมหานคร: กลุ่มงานวิศวกรรมเครื่องกล. หน้า 1-552.
- เกษม เสรีภาพสากล. (2547). ระบบนำความร้อนกลับมาใช้ของน้ำทิ้งหม้อไอน้ำ. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์. 2 หน้า.
- จตุรงค์ สมตระกูล. (2550). การศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของระบบระบายความร้อนทิ้งกลับคืน. คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรมและเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 4 หน้า.
- ฐานิตย์ เมธิยานนท์. (2550). การถ่ายเทความร้อน. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร, หน้า 214-265.
- ณัฐ วรยศ. (2549). อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้ใหม่. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. 2 หน้า
- ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2547). การใช้หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์นำความร้อนทิ้งกลับคืน. สำนักงานนโยบายและพลังงาน กระทรวงพลังงาน. 10 หน้า.
- ธนาคารแห่งประเทศไทย. (2539). อัตราดอกเบี้ยเงินให้สินเชื่อ ของธนาคารพาณิชย์จดทะเบียนในประเทศไทย. ค้นเมื่อ สิงหาคม 3, 2554 จาก http://www.bot.or.th/thai/statistics/financialmarkets/interestrates/_layouts/application/interest_rate/IN_Rate.aspx
- บริษัท วันไทยอุตสาหกรรมอาหาร จำกัด. (2550). การนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียหม้อน้ำมาอุ่นน้ำป้อน. กรมพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน. 1 หน้า
- อุทัย ผ่องรัศมี. (2553). การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อชุด สำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว. ศูนย์วิจัยพลังงาน. มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี. 8 หน้า.
- The Natural gas boiler burner consortium. (2011). Boiler Efficiency. ค้นเมื่อ กรกฎาคม 2, 2554, จาก http://cleanboiler.org/eff_Improve/efficiency/Index_boiler_efficiency.asp
- Yumnus Cengel, A. and Michael Boles, A. (2008). Thermodynamics an Engineering Approach. New York: Mc Graw-Hill.
- Gvo, s., Hou, z., Shao, x., Sun, c., and Mi, M., (1990). Application of Heat Pipe Exchanger in boiler and Power Plant, Prac. 8th Int. Heat Pipe conf, USSR, 5 p.
- Suryanarayana, N. V. and Oner Arici. (2003). Design and Simulation of Thermal System. New York: McGraw-Hill.
- Nag, P. K. (2002). Heat Transfer. Tata McGraw-Hill. pp. 532-535.

Sun, J. and Shyu, R. (1996). Wast Heat Recovery Using Pipe Exchanger for Industrial Practices. Proc. 5th Int. Heat Pipe Symposim. Australia. 12 p.

Thai Support Engineering. (2010). Standards of Mechanical Engineering Designs. ค้นเมื่อ กรกฎาคม 2, 2554 จาก <http://www.seddesigns.com/webboard/index.php>

