

การวิเคราะห์พารามิเตอร์ การจำลองระบบทางความร้อน และการเปรียบเทียบผล กับงานจริงในอุตสาหกรรม “กรณีศึกษา ระบบต้นกำลังผลิตไอน้ำ”

Parameter Analysis, The Simulation of Thermal System and Real Site Comparison with Industrial Case Study: Steam Generator System

เฉลิมพล เหลืองศิริินภา ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง และ กมล ตรีกรบุตร
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800
โทร (02) 913-2500 ต่อ 8319 , โทรสาร (02) 587-0026 , E-mail : tss@kmitnb.ac.th

Chaloemphon Luangsirinapha Thanakom Soontornchainacksaeng and Kamol Talabut
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok
Bangsue Bangkok 10800
Tel (02) 913-2500 Ext. 8319, Fax: (02) 587-0026

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาและวิเคราะห์ระบบต้นกำลังผลิตไอน้ำให้สามารถนำพลังงานความร้อนจากฟลูว์ก๊าซกลับมาใช้ประโยชน์ให้สูงสุด ซึ่งจากการวิเคราะห์ใน 4 ประการ พบว่า ประการที่ 1 การนำความร้อนจากฟลูว์ก๊าซที่ปล่อยทิ้งนำกลับมาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยงหม้อไอน้ำโดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทางกันพบว่า สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำจาก 76.9 % เป็น 84.5 % และสำหรับการไหลสวนกัน พบว่าสามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพหม้อไอน้ำจาก 76.9 % เป็น 83.1 % ประการที่ 2 การวิเคราะห์ระบบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงภายในหม้อไอน้ำ พบว่าชนิดเชื้อเพลิงที่ใช้ในการวิเคราะห์ เชื้อเพลิง ก๊าซเอทรีลีนให้ค่าความร้อนสูงที่สุด ส่วนเชื้อเพลิงก๊าซมีเทนให้ค่าความร้อนน้อยที่สุดและเมื่อปรับปริมาณอากาศส่วนเกินที่ใช้ในการเผาไหม้ พบว่าเมื่อปริมาณอากาศส่วนเกินเพิ่มขึ้น 10 % ทำให้ค่าความร้อนหรืออุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ได้มีค่าลดลง โดยอุณหภูมิ ฟลูว์ก๊าซที่ได้จากการเผาไหม้ลดลง 5.8 % ประการที่ 3 การวิเคราะห์ผลของความชื้นของอากาศจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง พบว่าเมื่อมีความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเพิ่มขึ้น 10 % มีผลทำให้อุณหภูมิจุดน้ำค้างไอน้ำในฟลูว์ก๊าซเพิ่มขึ้น 1.2 % และอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกในฟลูว์ก๊าซเพิ่มขึ้น 1.9 % ซึ่งจากข้อมูลพบว่าในช่วงเดือนตุลาคมจะมีโอกาสที่จะเกิดการกัดกร่อนของโลหะที่ใช้ทำปล่องควันไฟได้ง่ายเนื่องจากพบว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกมีค่ามากที่สุด ประการที่ 4 การเปรียบเทียบผลของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของไอน้ำและอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกในฟลูว์ก๊าซระหว่างผลทางทฤษฎีกับผลที่ได้ในงานจริง พบว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของไอน้ำในทางทฤษฎีมีค่ามากกว่าผลที่ได้ในงานจริง 8.6 % และอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกในทางทฤษฎีมีค่ามากกว่าผลที่ได้ในงานจริง 5.9 %

Abstract

This research studies and analysis of 4 cases steam generating system for maximize energy recovery from stack flue gas. 1st case to preheating feed water in heat exchanger counter flow type double pipe increases boiler efficiency from 76.9 % to 84.5 % while is a parallel flow heat exchanger, boiler efficiency increases from 76.9 % to 83.1 %. For 2nd case has analysis of fuel combustion in boiler. It was found that ethylene gas has highest heating value and methane has lowest heating value. In adjusting the excess air for combustion by increase excess air 10 %, there has a flue gas temperature decreases by 5.8 %. For 3rd case has analysis of humidity of inlet air boiler, when is burning and humidity of inlet air increases by 10 %. There has a flue gas dew point temperature increases by 1.2 % while is sulfuric acid dew point temperature increases by 1.9 %. From meteorological data, there has a chance of stack corrosion due to the highest sulfuric acid dew point in October. For 4th case has analysis a flue gas dew point temperature and sulfuric acid dew point temperature by theory data and real site data comparison. The theory of flue gas dew point temperature is higher than the real site of flue gas dew point temperature by 8.6 % while is the theory of sulfuric acid dew point temperature is higher than the real site of sulfuric acid dew point temperature by 5.9 %.

1. บทนำ

ทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่ในปัจจุบันมีความสำคัญมากต่อบทบาทของการพัฒนาเศรษฐกิจของชาติ ซึ่งการตระหนักถึงคุณค่าของการใช้

ทรัพยากรทางธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัดให้ได้ประโยชน์สูงสุด จึงเป็นสิ่งที่มีความสำคัญและจำเป็นอย่างยิ่งในสภาวะปัจจุบัน

โรงงานอุตสาหกรรมเป็นส่วนหนึ่งที่เข้ามามีบทบาทต่อการใช้ทรัพยากรธรรมชาติเป็นอย่างมาก อาทิเช่น การใช้น้ำในกระบวนการผลิตต่าง ๆ การใช้เชื้อเพลิงประเภทต่าง ๆ เป็นต้น สิ่งเหล่านี้จะเป็นตัวแปรที่มีผลต่อการสูญเสียและลดลงของทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัด ดังนั้น การศึกษากระบวนการเพื่อประหยัดการใช้พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติ หรือการใช้พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติให้ได้ประโยชน์สูงสุดจึงเป็นสิ่งที่มีความสำคัญและควรศึกษาอย่างยิ่ง

ระบบต้นกำลังผลิตไอน้ำ เป็นระบบผลิตต้นกำลังที่มีการใช้ปริมาณของเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง ได้แก่ น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติ และถ่านหิน เป็นต้น เราจึงต้องใช้พลังงานเชื้อเพลิงให้มีประสิทธิภาพสูงสุด จึงได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์พารามิเตอร์ที่ใช้ในระบบผลิตความร้อนของหม้อไอน้ำขึ้น ซึ่งจะพิจารณาพารามิเตอร์ของการใช้เชื้อเพลิงที่เหมาะสมกับการผลิตไอน้ำให้ได้ประสิทธิภาพให้ได้ประโยชน์สูงสุด โดยจะทำการวิเคราะห์ตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลกระทบกับการทำงานของหม้อไอน้ำ ซึ่งจะใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อทำการวิเคราะห์และคำนวณค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังกล่าวโดยจะมุ่งเน้น พารามิเตอร์ที่เป็นฟลักซ์ซึ่งที่ได้จากการเผาไหม้ มาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยงก่อนป้อนเข้าสู่หม้อไอน้ำ และรวมทั้งปริมาณของความชื้นในอากาศที่มีผลกระทบต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ เป็นต้น

2. หลักการและทฤษฎี

2.1 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำ [1]

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำสามารถวิเคราะห์โดยใช้วิธีการคำนวณความร้อนสูญเสียรวมได้ดังนี้
ความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นในฟลูก๊าส

$$Q_{fl} = M_{af} * C_{pf} (T_{vf} - T_{amb}) \quad (1)$$

ความร้อนสูญเสียที่เกิดจากความชื้นในอากาศ

$$Q_{th} = W_a * Air_c * C_{pa} (T_{vf} - T_{amb}) \quad (2)$$

ความร้อนที่สูญเสียที่เกิดจากความชื้นในเชื้อเพลิง

$$Q_{fu} = M_f (h_g - h_f) \quad (3)$$

ความร้อนที่สูญเสียที่เกิดจากการผลิตน้ำให้กลายเป็นไอ

$$Q_{lv} = M_w (h_g - h_f) \quad (4)$$

ความร้อนสูญเสียอันเนื่องมาจากขี้เถ้าที่ก้นเตา

$$Q_{ba} = \frac{Ash * 0.9 * GCV_{ba}}{1 - \left(\frac{GCV_{ba}}{GCV_f} \right)} \quad (5)$$

ความร้อนสูญเสียอันเนื่องมาจากขี้เถ้าที่ปล่องไอเสีย

$$Q_{fa} = \frac{Ash * 0.1 * GCV_{fa}}{1 - \left[\frac{GCV_{fa}}{GCV_f} \right]} \quad (6)$$

ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการปล่อน้ำทิ้ง

$$Q_{bd} = \frac{M_{bd} * (h_{do} - h_{amb})}{F_f} \quad (7)$$

ฉะนั้น ความร้อนสูญเสียรวม (Total heat loss) คือ

$$Q_{loss} = Q_{fl} + Q_{th} + Q_{lv} + Q_{fu} + Q_{ba} + Q_{fa} + Q_{bd} \quad (8)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำ

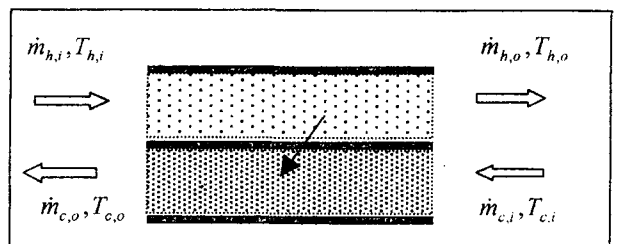
$$\eta_b = \frac{(GCV - Q_{loss})}{GCV} \quad \frac{(kJ/kg)}{(kJ/kg)} \quad (9)$$

2.2 การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [2]

วิธีล็อกมินเทมเพอเรเจอร์ดีฟเฟอเรนซ์ (LMTD)

การพิจารณาหลักการถ่ายเทความร้อนจำเป็นต้องมีการกำหนด สมมุติฐานและขอบเขตในการพิจารณาให้สามารถอธิบายการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ โดยมีสมมุติฐานดังนี้

- การไหลของ ๆ ไหล จะต้องเป็นการไหลแบบคงที่
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าคงที่
- ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าคงที่
- ไม่คิดค่าความร้อนที่สูญเสียไปกับสิ่งแวดล้อม



รูปที่ 1 แสดงหลักการถ่ายเทความร้อนของของไหลชนิดไหลสวนทางกัน

ดังนั้น สมการการถ่ายเทความร้อน คือ

$$\dot{Q} = UA\Delta\theta_m \quad (10)$$

เมื่อ

$\dot{Q}$ คือ อัตราของความร้อน

(W)

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

(W / m² K)

A คือ พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน

(m²)

$\Delta\theta_m$ คือ ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ

(K)

จากสมการที่ (10) จะได้ ดังนี้

$$\delta\dot{Q} = U(\delta A)\Delta\theta_m \quad (11)$$

เมื่อพิจารณาของไหลแต่ละส่วนที่ใช้ จะได้

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_h C_h (-\delta T_h) = \dot{m}_c C_c (\delta T_c) \quad (12)$$

เมื่อพิจารณาในเทอมของ $\Delta\theta_m$ จะได้

$$\delta(\Delta\theta) = \delta(T_h - T_c) = (\delta T_h - \delta T_c) = \left[\frac{-1}{\dot{m}_h C_h} - \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right] \delta\dot{Q} = \left[\frac{-1}{\dot{m}_h C_h} - \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right] U \delta A \Delta\theta \quad (13)$$

จากสมการที่ (13) จัดรูปใหม่จะได้

$$\frac{\delta(\Delta\theta)}{\Delta\theta} = \left[\frac{-1}{\dot{m}_h C_h} - \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right] U \delta A \quad (14)$$

อินทิเกรตในเทอมของ $\Delta\theta$ จะได้ ดังนี้ :

$$\ln \frac{\Delta\theta_2}{\Delta\theta_1} = \left[\frac{-1}{\dot{m}_h C_h} - \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right] UA \quad (15)$$

$$\Delta\theta_2 - \Delta\theta_1 = \left[\frac{-1}{\dot{m}_h C_h} - \frac{\pm 1}{\dot{m}_c C_c} \right] \dot{Q} \quad (16)$$

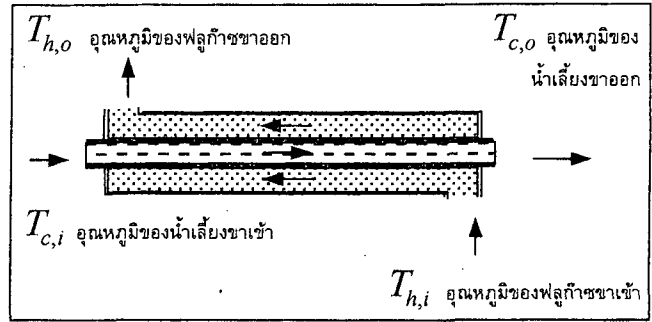
เมื่อพิจารณาสมการสองสมการ คือ สมการที่ (15) และ (16) จะได้ความสัมพันธ์ใหม่ ดังนี้:-

$$\dot{Q} = UA \frac{(\Delta\theta_2 - \Delta\theta_1)}{\ln(\Delta\theta_2 / \Delta\theta_1)} = UA \Delta\theta_{lmd} \quad (17)$$

เมื่อ

$$\Delta\theta_{lmd} = \frac{(\Delta\theta_2 - \Delta\theta_1)}{\ln(\Delta\theta_2 / \Delta\theta_1)} \quad (18)$$

การถ่ายเทความร้อนของฟลูอิดให้กับน้ำเลี้ยงในหม้อไอน้ำ [3]



รูปที่ 2 แสดงหลักการถ่ายเทความร้อนชนิดไหลสวนทางกัน

ดังนั้น สิ่งที่จะต้องทราบเพื่อหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมคือ

1. อุณหภูมิขาเข้า ซึ่งได้แก่ อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงขาเข้า $T_{c,i}$ และอุณหภูมิของฟลูอิดขาเข้าที่มาจากปล่องฟลูอิดของหม้อไอน้ำ $T_{h,i}$
 2. อัตราการถ่ายเทของมวล (Mass Flow Rate) ของของไหลทั้ง 2 ชนิด คือ $\dot{m}_h$ และ $\dot{m}_c$
 3. ค่าความร้อนจำเพาะ (Specific heat) ของไหลคือ C_h และ C_c
 4. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient), U
 5. พื้นที่ผิว (Surface Area) ของการถ่ายเทความร้อน, A
- ฉะนั้น จะได้การสมดุลพลังงานความร้อน ดังนี้

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_h C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (19)$$

อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงขาออก

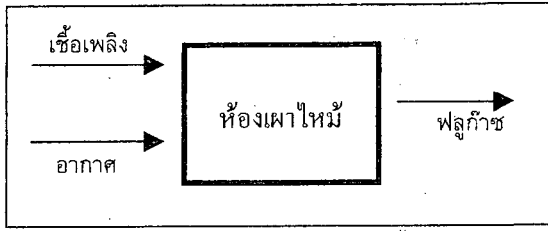
$$T_{c,o} = \frac{(\dot{m}_h C_h T_{h,i}) + (\dot{m}_c C_c T_{c,i}) - (\dot{m}_h C_h T_{h,o})}{\dot{m}_c C_c} \quad (20)$$

และอุณหภูมิของฟลูอิดขาออก

$$T_{h,o} = \frac{(\dot{m}_h C_h T_{h,i}) - (\dot{m}_c C_c (T_{c,o} - T_{c,i}))}{\dot{m}_h C_h} \quad (21)$$

2.3 การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง [4]

ระบบหม้อไอน้ำเป็นระบบหนึ่งที่นำพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ซึ่งคำว่า "เชื้อเพลิง" หมายถึง วัสดุที่สามารถติดไฟหรือเผาไหม้ได้โดยจะต้องสามารถให้ความร้อนออกมาจำนวนหนึ่ง ซึ่งเชื้อเพลิงจะประกอบด้วย 2 ส่วนหลัก ๆ คือ ไฮโดรเจน และคาร์บอน ซึ่งเรียกว่า สารประกอบไฮโดรคาร์บอน การเผาไหม้ที่สมบูรณ์จะประกอบไปด้วยองค์ประกอบของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนและอากาศ ซึ่งมีก๊าซออกซิเจนเป็นส่วนประกอบที่สำคัญเพื่อช่วยในการเผาไหม้และผลที่ได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่สมบูรณ์จะได้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ น้ำ ออกซิเจนและไนโตรเจน เป็นต้น



รูปที่ 3 แสดงองค์ประกอบของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง

2.4 อุณหภูมิของฟลูเกียซ

สำหรับการเผาไหม้ที่มีการควบคุมความร้อนสูญเสียให้มีค่าเป็นศูนย์ ทำให้เราทราบว่าอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงนี้ ก็คืออุณหภูมิเปลวไฟของฟลูเกียซ เป็นค่าอุณหภูมิสูงที่สุดซึ่งความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้จะมีสมมุติฐานว่าไม่มีการถ่ายเทความร้อนไปสู่บรรยากาศหรือถ่ายเทความร้อนไปสู่ภายนอก ซึ่งองค์ประกอบที่สำคัญที่ทำให้อุณหภูมิของฟลูเกียซเปลี่ยนแปลงก็คือชนิดเชื้อเพลิง ปริมาณของอากาศส่วนเกิน อัตราส่วนผสมระหว่างน้ำมันกับอากาศ ซึ่งจากคุณสมบัตินี้สามารถเขียนเป็นสมการสมดุลพลังงานได้ ดังนี้

$$Q - W = \sum N_P (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_P - \sum N_R (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_R \quad (22)$$

กำหนดให้ $T_{amb} = 25^\circ C$ และ $P = 101.325$ kPa

เงื่อนไข $Q = 0$ และ $W = 0$ จะได้

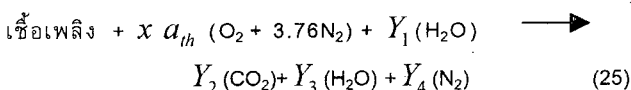
$$H_P = H_R \quad (23)$$

ฉะนั้น จะสามารถเขียนความสัมพันธ์ใหม่ได้ ดังนี้ :-

$$\sum N_P (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_P = \sum N_R (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_R \quad (24)$$

2.5 ความชื้นในอากาศส่วนเกิน

เนื่องจากในทางปฏิบัติองค์ประกอบหนึ่งที่มีความสำคัญต่ออุณหภูมิของฟลูเกียซที่ได้จากการเผาไหม้นั้นก็คือความชื้นที่มีอยู่ในอากาศส่วนเกินซึ่งสามารถที่จะศึกษาเพื่อดูผลกระทบของความชื้นในอากาศส่วนเกินต่ออุณหภูมิของฟลูเกียซและอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูเกียซได้ โดยอยู่ในรูปของสมการดังนี้



จากสมการการเผาไหม้ข้างต้น จะได้ความสัมพันธ์ของ

$$Y_{tot} = 4.76 * a_{th} * x \quad (26)$$

เมื่อ Y_{tot} คือ ตัวเลขสัมประสิทธิ์ของไอน้ำในอากาศส่วนเกิน

x คือ เปอร์เซนต์ของอากาศส่วนเกิน (%)
ฉะนั้น จะได้ ความสัมพันธ์ ดังนี้

$$Y_1 = \left(\frac{P_v}{P} \right) Y_{tot} \quad (27)$$

โดยอัตราส่วนความชื้นสัมพัทธ์

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (28)$$

เมื่อ $P = 101.325$ kPa

ฉะนั้น ค่าความดันย่อยของไอน้ำ คือ :

$$P_{v,prod} = \left(\frac{Y_3}{Y_{prod}} \right) P_{prod} \quad (29)$$

โดยกำหนดให้ $P_{prod} = 760 \text{ mm Hg} = 101.325 \text{ kPa}$

ฉะนั้นจะได้ผลรวมดังนี้

$$Y_{prod} = Y_2 + Y_3 + Y_4 \quad (30)$$

เมื่อได้ค่าความดันย่อยของไอน้ำในฟลูเกียซแล้ว จึงสามารถคำนวณอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูเกียซในตารางไอน้ำทั่วไปหรือคำนวณจากความสัมพันธ์ระหว่าง ความดันไอน้ำกับอุณหภูมิที่จุดน้ำค้าง โดยแสดงให้อยู่ในรูปสมการเอมไพริคอลของนายสปริง (Sprung's empirical formular) ซึ่งสามารถคำนวณค่าอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างไอน้ำในฟลูเกียซได้ดังนี้

$$\frac{(P_{v,prod} - P_v)}{P_{prod}} = \frac{0.5(T_{amb} - T_{dp})}{755} \quad (31)$$

กำหนดให้ $P_{prod}, P_v, P_{v,prod}$ แสดงอยู่ในหน่วยของ mm Hg

เมื่อคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้างไอน้ำของฟลูเกียซแล้ว อีกสิ่งหนึ่งที่เราควรทราบก็คือ อุณหภูมิจุดน้ำค้างกรดซัลฟิวริก ซึ่งมีความสำคัญต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เนื่องจากจะมีผลต่อการกัดกร่อนของปล่องไอเสียของหม้อไอน้ำ ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการของนาย Ganapathy V. ได้ดังนี้ โดยกำหนดให้ (%SO₂) คือ เปอร์เซนต์ของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในฟลูเกียซ

$$t_{SO_2}^{1000} = 2.276 - (0.0294 \ln(P_k)) - (0.0858 \ln(P_{k,SO_2})) + (0.0062 \ln(P_k) \ln(P_{k,SO_2})) \quad (32)$$

$$P_{h_2SO_4} = 0.1216 (\%SO_2 P_{prod}) \quad (33)$$

2.6 พารามิเตอร์ที่ใช้เพื่อการคำนวณในโปรแกรม

การวิเคราะห์ระบบต้นกำลังผลิตไอน้ำในหม้อผลิตไอน้ำชนิดท่อไฟซึ่งจะอาศัย ระบบการอุ่นน้ำเลี้ยงโดยใช้ความร้อนจากฟลูว์ก๊าซที่เกิดจากการเผาไหม้ในหม้อไอน้ำมาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยง ซึ่งจะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น ชนิดไหลสวนทางกัน และเป็นการไหลขนานกันโดยกำหนดพารามิเตอร์ของหม้อไอน้ำ ได้ดังนี้

ชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้	น้ำมันเตา C	
องค์ประกอบเชื้อเพลิง	C 85.5 %, H 11.5 %, S 1.85 %, N .05 %	
ค่าความร้อนเชื้อเพลิง	41,580	kJ/kg
อัตราการเผาไหม้	133.85	kg/hr
อัตราการผลิตไอน้ำ	3,000	kg/hr
ความดันไอน้ำใช้งาน	550	kPa
อุณหภูมิไอน้ำใช้งาน	155	°C
อุณหภูมิน้ำเลี้ยงหม้อไอน้ำ	95	°C
ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ย	85	%
อุณหภูมิภายนอก	31	°C
ค่าความร้อนจำเพาะของฟลูว์ก๊าซ	1.096	kJ/kg K
อุณหภูมิฟลูว์ก๊าซที่ปล่อย	164	°C
อัตราการไหลน้ำเลี้ยงเข้าหม้อไอน้ำ	1.30	kg/s
อัตราการไหลฟลูว์ก๊าซออกจากหม้อไอน้ำ	0.45	kg/s
ความเร็วของฟลูว์ก๊าซที่ปล่อย	3.0	m/s
ความดันของฟลูว์ก๊าซ	111.4	kPa
เอนทัลปีของไอน้ำที่อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซ	2,676.2	kJ/kg
เอนทัลปีของน้ำที่อุณหภูมิภายนอก	129.79	kJ/kg
เอนทัลปีของไอน้ำที่อุณหภูมิไอน้ำ	974.56	kJ/kg
แฟลชสตีม	24.57	%

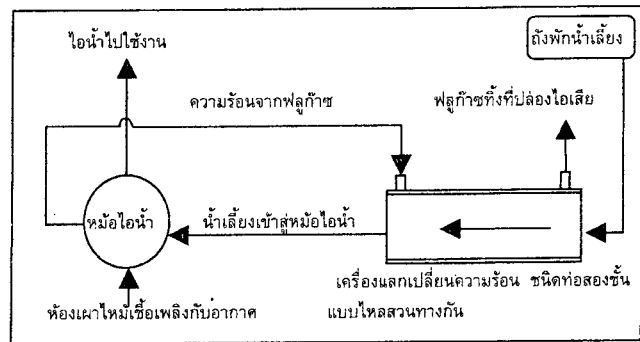
พารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น ชนิดไหลสวนทางกันและเป็นการไหลขนานกัน

อัตราการไหลของฟลูว์ก๊าซ	0.45	kg/s
อัตราการไหลของน้ำเลี้ยง	1.30	kg/s
อุณหภูมิฟลูว์ก๊าซขาเข้า	164	°C
อุณหภูมิน้ำเลี้ยงขาเข้า	50	°C
ค่าความร้อนจำเพาะของฟลูว์ก๊าซ	1,015	J/kg K
ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำเลี้ยง	4,18	J/kg K
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	300	W/m ² K
พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อน	2.0	m ²

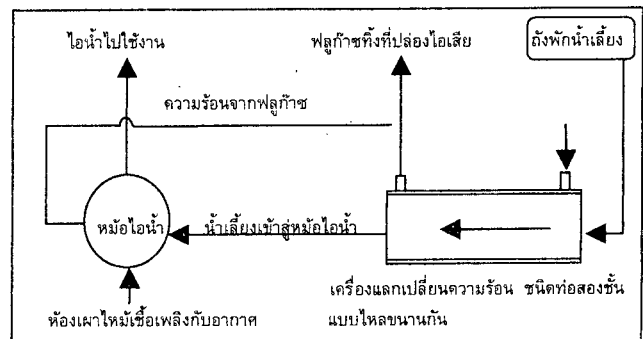
เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความยาว 2 เมตร ทำด้วยเหล็กชุบแข็งความหนาท่อใน 0.05 เมตร ท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใน 0.65 เมตร เส้นผ่านศูนย์กลางนอก 0.85 เมตร

การวิเคราะห์ จะทำการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้ อัตราการไหลของฟลูว์ก๊าซ ตั้งแต่ 0.1 จนถึง 2 kg/s โดยเพิ่มครั้งละ 0.1 kg/s, อัตราการไหลของน้ำเลี้ยง ตั้งแต่ 0.5 จนถึง 10 kg/s โดยเพิ่มครั้งละ 0.5 kg/s, อุณหภูมิฟลูว์ก๊าซขาเข้า ตั้งแต่ 100 จนถึง 300 °C โดยเพิ่มครั้งละ 10 °C, อุณหภูมิน้ำเลี้ยงขาเข้า ตั้งแต่ 10 จนถึง 30 °C โดยเพิ่มครั้งละ 1 °C, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ร้อนรวม ตั้งแต่ 50 จนถึง 500 W/m² K โดยเพิ่มครั้งละ 50 W/m² K, พื้นที่สำหรับการถ่ายเทความร้อน ตั้งแต่ 1 จนถึง 21 m² โดยเพิ่มครั้งละ 1 m² ซึ่งเป็นการหาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์และประสิทธิภาพของระบบหม้อไอน้ำชนิดที่ไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและชนิดที่มีการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นมีการไหลสวนทางกันและไหลแบบขนานกันไปซึ่งจะถ่ายเทความร้อนจากฟลูว์ก๊าซให้กับระบบอุ่นน้ำเลี้ยงโดยอาศัยการคำนวณและประมวลผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์



รูปที่ 4 ระบบหม้อไอน้ำที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทางกัน



รูปที่ 5 ระบบหม้อไอน้ำที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลขนานกัน

T₁ อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

T₂ อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

T₃ อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

T₄ อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

T₅ อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน

T₆ อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน

T_7 อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

T_8 อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

3. ผลการวิจัย

ผลจากการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งนำค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ มาคำนวณ เพื่อจำลองระบบและประมวลผลที่ได้ ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ไว้ ในรูปของภาพแผนภูมิ ซึ่งอธิบายได้ดังต่อไปนี้

รูปที่ 6 เมื่อทำการปรับค่าอุณหภูมิฟลูว์ก๊าซที่ออกจากปล่องไอเสียของหม้อไอน้ำ 100°C ทำให้ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำที่ใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกันมีค่า เท่ากับ 85.2 % และแบบไหลสวนทางกันมีค่าเท่ากับ 84.6 % และแบบไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เท่ากับ 82.1 % และที่อุณหภูมิฟลูว์ก๊าซที่ 300°C ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกันลดลง 82.8 % และแบบไหลสวนทางกันลดลง และมีค่าเท่ากับ 79.6 % และในกรณีไม่มีระบบถ่ายเทความร้อนลดลง และมีค่าเท่ากับ 65.1 %

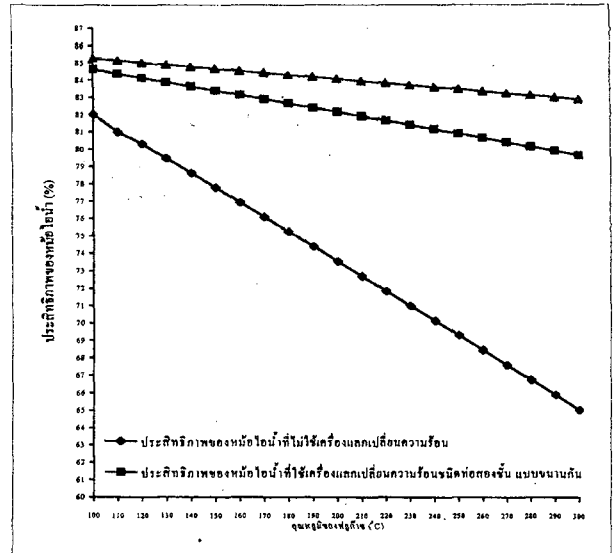
รูปที่ 7 เมื่อทำการปรับค่าพารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกัน โดยให้อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ออกจากปล่องไอเสียของหม้อไอน้ำมีค่า 100°C ทำให้ได้อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 64.1°C และอุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 53.2°C ถ้าปรับอุณหภูมิเพิ่มไปที่ 300°C ทำให้อุณหภูมิของฟลูว์ก๊าซที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 120.5°C และอุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 65.1°C

รูปที่ 8 เมื่อทำการเปรียบเทียบผลของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของฟลูว์ก๊าซของเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ โดยมีการปรับเพิ่ม อากาศส่วนเกิน พบว่า ก๊าซธรรมชาติจะ ให้ผลของอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูว์ก๊าซ สูงสุด เท่ากับ 57.9°C ที่อากาศส่วนเกิน 5 % และ 49.5°C ที่อากาศส่วนเกิน 50 % และพบว่า น้ำมันเตา C ให้ผลของอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของฟลูว์ก๊าซน้อยที่สุด เท่ากับ 44.3°C ที่อากาศส่วนเกิน 5 % และ 39.1°C ที่อากาศส่วนเกิน 50 %

รูปที่ 9 เมื่อทำการเปรียบเทียบผลของอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูว์ก๊าซระหว่างการนำข้อมูลจริงมาคำนวณโดยนำมาจากบริษัท กรุงเทพมหานครเหล็กจํากัด(มหาชน)(BSI: Bangkok Steel Industry) ซึ่งเป็นค่าอุณหภูมิฟลูว์ก๊าซที่ปล่องนำมาคำนวณหาค่าอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูว์ก๊าซกับข้อมูลที่ได้ในทางทฤษฎี ในช่วงวันที่ 25-30 ตุลาคม 2542 พบว่าค่าที่ได้จากการคำนวณในทางทฤษฎี มีค่าสูงกว่าค่าจริงที่ได้ 8.6 % และการนำค่าที่ได้จริงซึ่งเป็นเปอร์เซ็นต์ปริมาณก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในฟลูว์ก๊าซที่ปล่องนำมาคำนวณค่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกในฟลูว์ก๊าซกับข้อมูลที่ได้ในทางทฤษฎี ในช่วงวันที่ 25-30 ตุลาคม 2542 พบว่าค่าที่ได้จากทางทฤษฎีมีค่าสูงกว่าค่าจริงที่ได้จากบริษัท 5.9 %

การปรับค่าพารามิเตอร์ กรณีที่ 1

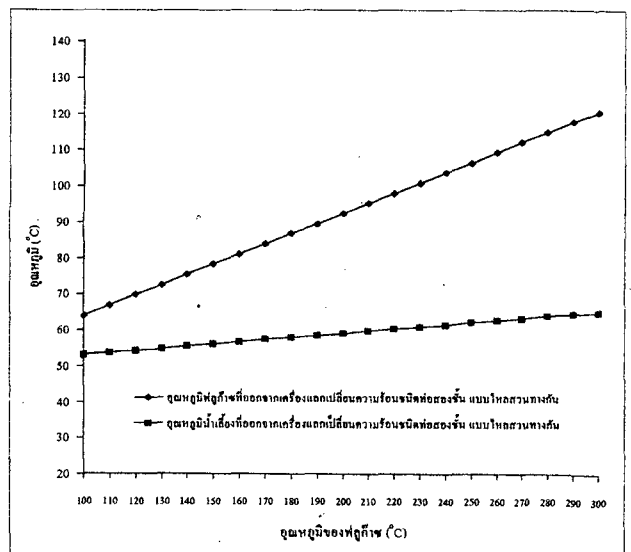
ผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกันและ แบบไหลสวนทางกัน โดยกำหนด T_3 และ T_7 ตั้งแต่ 100 ถึง 300°C , T_1 และ $T_5 = 50^\circ\text{C}$, $\dot{m}_c = 1.3 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_h = 0.45 \text{ kg/s}$, $U = 300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $A = 2 \text{ m}^2$, $C_c = 4,184 \text{ J/kg K}$, $C_h = 1,015 \text{ J/kg K}$



รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพหม้อไอน้ำกับอุณหภูมิฟลูว์ก๊าซ

การปรับค่าพารามิเตอร์ กรณีที่ 2

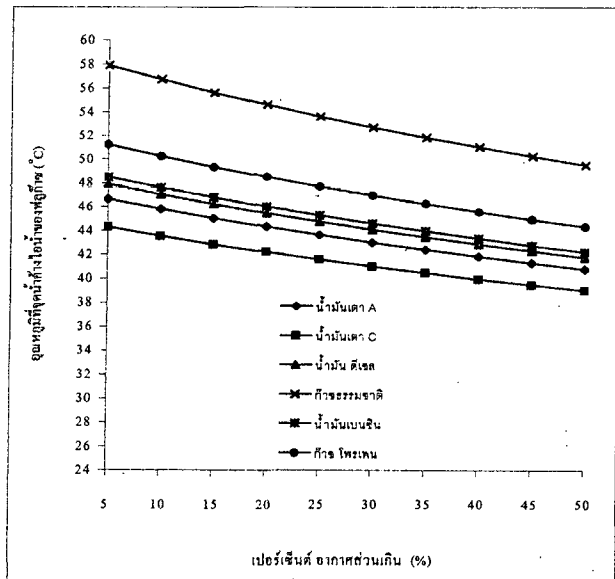
ผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกัน โดยกำหนด T_3 และ T_7 ตั้งแต่ 100 ถึง 300°C , T_1 และ $T_5 = 50^\circ\text{C}$, $\dot{m}_c = 1.3 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_h = 0.45 \text{ kg/s}$, $U = 300 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $A = 2 \text{ m}^2$, $C_c = 4,184 \text{ J/kg K}$, $C_h = 1,015 \text{ J/kg K}$



รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง T_3 กับ T_2 และ T_3 กับ T_4

การปรับค่าพารามิเตอร์ กรณีที่ 3

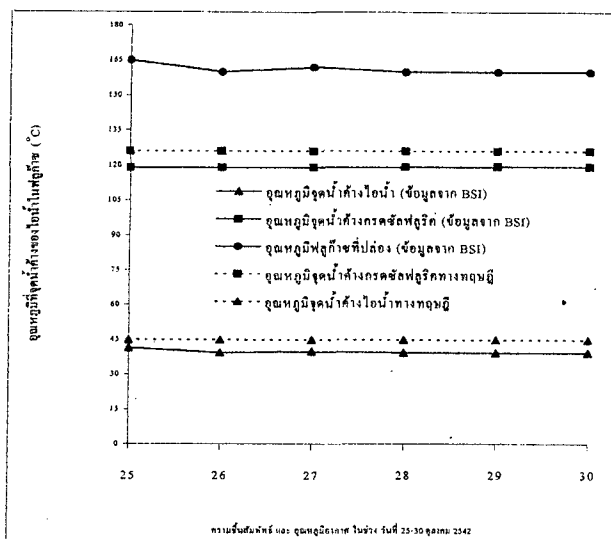
ผลของค่าพารามิเตอร์ อุณหภูมิที่จุดน้ำค้างของฟลูก้าชของเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ ซึ่งได้จากการปรับเพิ่ม อากาศส่วนเกินโดยปรับเพิ่มตั้งแต่ 5 ถึง 50 %



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิจุดน้ำค้างไอน้ำที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ กับปริมาณของอากาศส่วนเกิน การปรับค่าพารามิเตอร์ กรณีที่ 4

ผลการคำนวณของข้อมูลจริงจากการเผาไหม้น้ำมันเตา C ของ บริษัท กรุงเทพมหานคร จำกัด (มหาชน) และนำค่าจริงของอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ ในช่วงวันที่ 25 ถึง 30 ตุลาคม 2542 มาใช้ในการ

วิเคราะห์เพื่อหาจุดน้ำค้างไอน้ำและจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกในฟลูก้าช



รูปที่ 9 แสดงอุณหภูมิจุดน้ำค้างไอน้ำและอุณหภูมิจุดน้ำค้างกรดซัลฟิวริกในฟลูก้าชในการเผาไหม้น้ำมันเตา C

4. สรุปผลการวิจัย

สรุปผลจากการวิเคราะห์และจำลองระบบการผลิตไอน้ำ พบว่า เมื่ออุณหภูมิฟลูก้าชที่ปล่อยไอเสียมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก 100 °C เป็น 300 °C จะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำที่ได้ มีค่าลดลง 26.1 % ซึ่งถ้านำความร้อนทั้งของฟลูก้าชที่ปล่อยไอเสียมาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยงหม้อไอน้ำโดยอาศัยการถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทางกันจะทำให้ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ มีค่าเพิ่มขึ้น 9.8 % และมีค่าเพิ่มขึ้น 8.1 % สำหรับการไหลแบบขนานกัน จากผลการวิเคราะห์นี้เราพบว่า การไหลแบบสวนทางกันให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแบบการไหลขนานกัน สำหรับการคำนวณของอุณหภูมิของน้ำเลี้ยงหลังจากออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทางกันจะมีอุณหภูมิของน้ำเลี้ยงมากกว่าอุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่เป็นการไหลแบบขนานกันเท่ากับ 1.2 % ขณะที่ฟลูก้าชมีอุณหภูมิเท่ากับ 100 °C และ 4.9 % เมื่อฟลูก้าชมีอุณหภูมิเท่ากับ 300 °C ซึ่งจะพบว่าเมื่ออุณหภูมิของฟลูก้าชยังมีค่ามากขึ้นจะทำให้อุณหภูมิของน้ำเลี้ยงที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นระหว่างแบบไหลสวนทางกันกับแบบไหลขนานกันยังมีค่าแตกต่างกันมากขึ้นและพบว่าการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันให้ประสิทธิภาพดีกว่าการไหลแบบขนานกันและผลจากการวิเคราะห์พบว่า อุณหภูมิของฟลูก้าชที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น แบบไหลสวนทางกันจะมีค่าน้อยกว่าแบบไหลขนานกันเท่ากับ 28.6 % สำหรับอัตราการไหลโดยมวลของฟลูก้าชจะแปรผกผันกับประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ กล่าวคือเมื่ออัตราการไหลโดยมวลของฟลูก้าชมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำลดลงเนื่องมาจากเวลาที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยงน้อยลงและพบว่าเมื่อมีการเพิ่มพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1 m² จะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 2.7 % และสำหรับอัตราการไหลโดยมวลของน้ำเลี้ยงก่อนเข้าสู่หม้อไอน้ำ พบว่าถ้าอัตราการไหลของน้ำเลี้ยงมีค่ามากขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 0.19 % เมื่ออัตราการไหลโดยมวลของน้ำเลี้ยงมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.5 เป็น 1 kg/s

สำหรับการวิเคราะห์ปริมาณของอากาศส่วนเกินของการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในหม้อไอน้ำ พบว่า ถ้ามีการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินมากขึ้นจะทำให้อุณหภูมิของฟลูก้าชที่ได้จากการเผาไหม้ลดลงหรือความร้อนที่ใช้ถ่ายเทให้กับน้ำเพื่อผลิตไอน้ำมีค่าน้อยลงทำให้ประสิทธิภาพโดยรวมของหม้อไอน้ำมีค่าลดลงและผลการวิเคราะห์ พบว่าเชื้อเพลิงแต่ละชนิดที่ใช้ในการวิเคราะห์ให้อุณหภูมิเปลวไฟที่ได้มีค่าใกล้เคียงกัน ตั้งแต่ 2,200 จนถึง 2,300 °C ที่ปริมาณอากาศส่วนเกินเท่ากับ 10 % สำหรับการวิเคราะห์ในส่วนของอุณหภูมิจุดน้ำค้างของไอน้ำในฟลูก้าชและอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริก พบว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกมีความสำคัญต่อการกัดกร่อนของโลหะที่ปล่อยไอเสีย การนำความร้อนจากฟลูก้าชมาถ่ายเทความร้อนให้น้ำเลี้ยงควรพิจารณาอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกด้วยโดยที่อุณหภูมิฟลูก้าชไม่ควรจะต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกเนื่องจากจะเกิดการควบแน่นกลายเป็นละอองกรดซัลฟิวริกมากัดกร่อน

ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและผิววัสดุปล่องไอเสียได้ สำหรับการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้เพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเลี้ยงหม้อไอน้ำนั้น ในกรณีของ บริษัท กรุงเทพผลิตเหล็ก จำกัด (มหาชน) ไม่เหมาะสมที่จะทำการติดตั้ง เนื่องจากอุณหภูมิฟลูกซ์ที่ปล่องนั้นมีค่า 164 °C ซึ่งมีค่าต่ำ เพราะหลังจากถ่ายเทความร้อนให้น้ำเลี้ยงแล้ว อุณหภูมิฟลูกซ์ปล่องจะเหลือเพียง 83 °C ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริก จะทำให้ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและผิวของปล่องถูกกัดกร่อนได้รับความเสียหาย สำหรับในกรณีที่จำเป็นต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรมีหุ้มฉนวนที่ปล่องเพื่อควบคุมอุณหภูมิที่ผิวปล่องให้สูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของกรดซัลฟิวริกหรือมีการเปลี่ยนชนิดเชื้อเพลิงที่มีปริมาณกำมะถันต่ำกว่าหรือมีการเคลือบผิวด้วยวัสดุทนต่อการกัดกร่อน เช่น เทฟลอนหรือเปลี่ยนชนิดของวัสดุไปเป็นวัสดุที่ทนการกัดกร่อนจากการดัดชนิดต่าง ๆ เช่น โลหะอัลลอยด์ AL29 – 4C เป็นต้น ทั้งนี้โดยต้องคำนึงถึงจุดคุ้มทุนด้วย เนื่องจากวัสดุบางชนิดเป็นวัสดุชนิดพิเศษมีราคาสูง

5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณบริษัท กรุงเทพผลิตเหล็ก จำกัด (มหาชน) ที่ให้ความอนุเคราะห์ด้านข้อมูลและผลการทดลองที่นำมาใช้กับงานวิจัยในครั้งนี้ รวมทั้งภาควิชาชีพวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือที่ได้ให้การสนับสนุน ทำให้งานวิจัยฉบับนี้ลุล่วงไปได้ด้วยดี คณะผู้วิจัยจึงขอขอบพระคุณอีกครั้งหนึ่ง มา ณ โอกาสนี้ด้วย

หนังสืออ้างอิง

- [1] อาจนรงค์ คุปตะบุตร. " การอนุรักษ์พลังงานในอุตสาหกรรม." โรงพิมพ์มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์, .2539.
- [2] Mill, Anthony F. Heat Transfer, NewYork: Richard D. Irwin, Inc., 1992.
- [3] Smith, Eric M. Thermal design of heat exchanger, NewYork: John Wiley & Sons, Inc.,1997.
- [4] Yunus G. Thermodynamics, New York: McGraw-Hill, Inc., 1989.
- [5] Lammers, Thomas F. Steam Plant Operation, New York: McGraw –Hill, Inc., 1998.
- [6] Walker, G. Industrial heat exchanger, New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1982.
- [7] Harry R. Taplin , Jr. Combustion Efficiency Table, The Fairmont Press Inc., 1935.
- [8] Ganapathy V. Manual Calculation Power Plant, New York: McGraw-Hill, 1990.
- [9] เอกสารประกอบ เรื่องน้ำมันเชื้อเพลิงและน้ำมันหล่อลื่น" บริษัทเชลล์ แห่งประเทศไทย จำกัด
- [10] ฝ่ายปฏิบัติการผลิตไอน้ำ ข้อมูลบันทึกประจำวันหม้อไอน้ำ. บริษัท กรุงเทพ ผลิตเหล็ก จำกัด (มหาชน), 2542.
- [11] ฝ่ายบริการข้อมูลสภาพภูมิอากาศ "ข้อมูลสภาพอากาศในเขตกรุงเทพมหานครและปริมณฑล ปี 2542" กรมอุตุนิยมวิทยา เขตบางนา กรุงเทพมหานคร
- [12] Les.K. Process Control and Optimization Handbook, London Gulf Publishing., 1980.
- [13] M.M.El-Wakil. Powerplant Technology, New York: McGraw-Hill, Inc., 1984.
- [14] ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง และ สานิตย์ จันทโร การวิเคราะห์ พารามิเตอร์และประเมินศักยภาพของระบบการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่จากคอนเดนเสทและแฟลชสตีม กรณีศึกษา: กระบวนการผลิตแผ่นเหล็กชุบสังกะสีของบริษัท กรุงเทพผลิตเหล็ก จำกัด (มหาชน), การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 14, 2-3 พฤศจิกายน 2543 โรงแรมโนโวเทล เชียงใหม่, p.651-660.