บทที่ 3
การคำนวณ

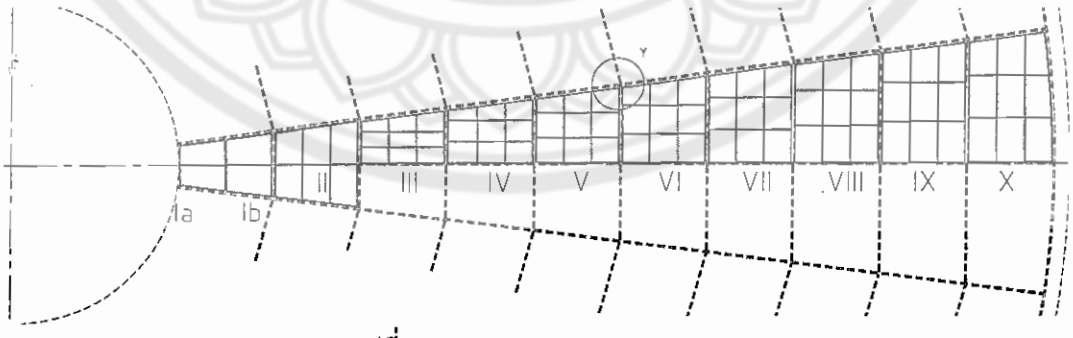
การเปรียบเทียบค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุนที่ได้ทำการเปลี่ยนอุปกรณ์ทำความร้อนจากเดิมที่ใช้ของบริษัทผู้ผลิต มาเป็นของที่ทำขึ้นภายในประเทศ ซึ่งการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุนนี้ ได้ใช้การคำนวณ 2 วิธี คือ การหาค่าประสิทธิผลด้วยวิธีทางความร้อน และวิธีการใช้กลุ่มของตัวแปรไร้มิติ (NTU_0 Method) เพื่อนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกัน

3.1 ค่าสมบัติต่างๆ ของ GGH และ Heating Element

ค่าสมบัติของ GGH และ Heating Element แสดงดังตาราง3.1 และ 3.2 ตามลำดับ ในรูปที่ 3.1 แสดง Housing ของ Heating Element ส่วนรูปที่ 3.2 แสดงการจัดเรียงตัวของ Heating Element

ตารางที่ 3.1 ค่าสมบัติของ Gas Gas Heater

Technical Data of GGH	Unit	
Type		GV 32.0/750
Rotor speed	rpm	0.6
Rotor diameter	m	13.97
Shaft diameter	m	2.2
Rotor height	m	0.75



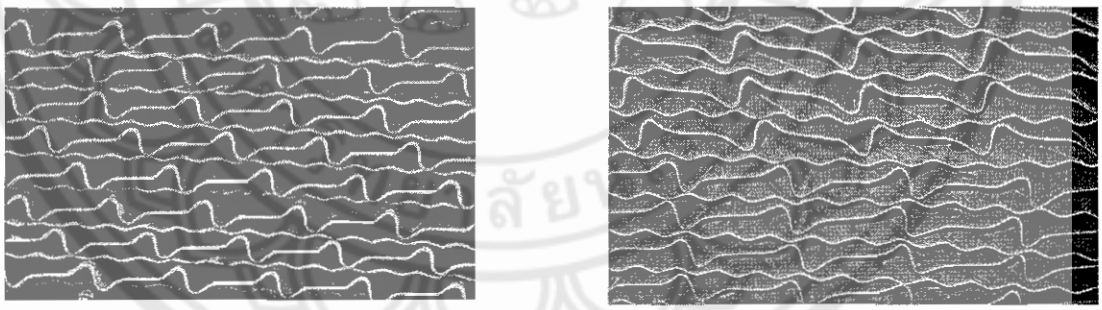
รูปที่ 3.1 Heating Element Housing

(ที่มา: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.Mcec)

ตารางที่ 3.2 ค่าสมบัติของ Heating Element

Technical Data of Heating Element		Unit	OEM	Non OEM
Heating surface type			NF 6 +E	NF 6 +E
Material			Steel[1] + Enamel	Steel[1] + Enamel
Thickness	Steel	mm	0.7±0.01	0.7±0.05
	Enamel		0.3±0.01	0.3±0.05
Heating surface		m^2	19,850	19,850
Density of material		kg/m^3	7,850	7,850
Heat capacity of Heating Element		kJ/kg.K	0.419	0.419
Total mass of Heating Element		kg	299,000	285,000

[1] = Steel AISI 1020



(ก) (ข)

รูปที่ 3.2 การจัดเรียงตัวของแผ่นสะสมความร้อน (ก) OEM (ข) Non OEM

3.2 การคำนวณค่าประสิทธิผลของ GGH ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนของบริษัทผู้ผลิต

การทดสอบการเดินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุนที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนของบริษัทผู้ผลิตได้ทำการทดสอบเมื่อวันที่ 15 พฤศจิกายน 2543 ที่ภาระของหม้อไอน้ำ 15% ของกำลังการผลิตสูงสุด และทำการทดสอบที่ภาระของหม้อไอน้ำ 100% ของกำลังการผลิตสูงสุด เมื่อวันที่ 16 พฤศจิกายน 2543 ซึ่งผลการทดสอบและผลการคำนวณ เป็นดังนี้

3.2.1 การคำนวณค่าประสิทธิผลของ GGH ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนของบริษัทผู้ผลิตที่สภาวะภาระของหม้อไอน้ำ 15% ของกำลังการผลิตสูงสุด

ตารางที่ 3.3 ค่าส่วนประกอบของ Flue gas ณ วันที่ 15 พฤศจิกายน 2543

Item	ส่วนประกอบ (% Wet)		Density (kg/m^3)		mf_i		c_p (kJ/kg.K)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
H_2O	7.10	10.23	0.0416	0.0987	0.0459	0.0967	0.0946	0.1436
CO_2	6.50	6.35	0.0897	0.0999	0.0989	0.0980	0.0920	0.1877
O_2	12.50	12.65	0.1255	0.1124	0.1384	0.1102	0.1298	0.0382
N_2	73.90	70.77	0.6500	0.7091	0.7168	0.6951	0.7483	0.7199
รวม	100.00	100.00	0.9069	1.0201	1.0000	1.0000	1.0647	1.0894

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางเข้า FGD

ก่อนผ่าน GGH = 403.05 K

หลังผ่าน GGH 1A = 371.05 K

2A = 366.75 K

3A = 360.35 K

อุณหภูมิหลังผ่าน GGH เฉลี่ย = 366.05 K

Mass flow rate = 211.57 kg/s (ภาคผนวก ค)

Overall Heat transfer coefficient (UA)

UA = 177.53 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางออก FGD

หลังผ่าน GGH = 355.25 K

ก่อนผ่านGGH 1B = 319.90 K

2B = 319.95K

3B = 320.00 K

อุณหภูมิก่อนผ่าน GGH เฉลี่ย = 319.95 K

Mass flow rate = 254.84 kg/s (ภาคผนวก ค)

Overall Heat transfer coefficient (UA)

UA = 177.53 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธีทางความร้อน

คำนวณค่าประสิทธิผลจากสมการ (2.24)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} = \frac{C_c\left(\overline{T}_{c,o} - T_{c,i}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)}$$

ค่าอัตราการความร้อนของทั้งด้านก๊าซเข้า "C_h" และด้านก๊าซออก "C_c"

$$C_h = \dot{m}_h c_{P,h}$$
$$= 211.57\,{}^{kg}/_{s} \times 1.0647\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K}$$
$$C_h = 225.25\,{}^{kW}/_{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{P,c}$$
$$= 254.84\,{}^{kg}/_{s} \times 1.1222\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K}$$
$$C_c = 285.98\,{}^{kW}/_{K}$$

จากการคำนวณข้างต้นพบว่า

$$C_c = C_{\max} = 285.98\,{}^{kW}/_{K} \quad \text{และ} \quad C_h = C_{\min} = 225.25\,{}^{kW}/_{K}$$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{q}_h = C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)$$
$$= 225.25\,{}^{kW}/_{K} \times (403.05 - 366.05)K$$
$$\dot{q}_h = 8{,}334.33kW$$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้

$$\dot{q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)$$
$$= 225.25\,{}^{kW}/_{K} \times (403.05 - 319.95)K$$
$$\dot{q}_{\max} = 18{,}718.46kW$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$
$$= \frac{8{,}334.33kW}{18{,}718.46kW}$$
$$\varepsilon = 0.4452 = 44.52\%$$

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธี NTU_0 (ε-NTU_0 Method)

จากสมการ 2.25

$$\varepsilon = \phi\left[NTU_o, C^*, C_r^*\right]$$

ตัวแปรไร้มิติของค่าอัตราความร้อน

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$= \frac{225.25\,{}^{kW}/_{K}}{285.98\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$C^* = 0.7877$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}} = \frac{M_w c_w N}{C_{\min}}$$

$$= \frac{299{,}000kg \times 0.419\,{}^{kJ}/_{(kg\cdot K)} \times 0.01s^{-1}}{225.25\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$C_r^* = 5.5618$$

ค่า Number of Transfer Units

$$NTU_0 = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$= \frac{177.53\,{}^{kW}/_{K}}{225.25\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$NTU_0 = 0.7882$$

ค่าประสิทธิผล เมื่อคำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter flow)

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1-\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}{1-C^*\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}$$

$$= \frac{1-\exp\left[-0.7882\left(1-0.7877\right)\right]}{1-0.7877\exp\left[-0.7882\left(1-0.7877\right)\right]}$$

$$\varepsilon_{cf} = 0.4618$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- ได้จากการนำค่าประสิทธิผล ที่คำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบไหลสวนทางคูณกับค่าปรับแก้ (Correction factor) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุน

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left[1-\frac{1}{9\left(C_r^*\right)^{1.93}}\right]$$

$$= 0.4618\left[1-\frac{1}{9\times\left(5.5618\right)^{1.93}}\right]$$

$$\varepsilon = 0.4599 = 45.99\%$$

จากการคำนวณ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำงานที่สภาวะภาระของหม้อไอน้ำเท่ากับ 15% ของกำลังการผลิตสูงสุด ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่เป็นของ OEM มีค่าประสิทธิผลเมื่อคำนวณด้วยวิธีทางความร้อนมีค่าเท่ากับ 44.52% และเมื่อคำนวณด้วยวิธี NTU_0 มีค่าเท่ากับ 45.99%

3.2.2 การคำนวณค่าประสิทธิผลของ GGH ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนของบริษัทผู้ผลิตที่สภาวะภาระของหม้อไอน้ำ 100% ของกำลังการผลิตสูงสุด

ตารางที่ 3.4 ค่าส่วนประกอบของ Flue gas ณ วันที่ 16 พฤศจิกายน 2543

Item	ส่วนประกอบ (% Wet)		Density (kg/m^3)		mf_i		c_p (kJ/kg.K)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
H_2O	10.50	14.00	0.0602	0.0888	0.0668	0.0890	0.1363	0.1895
CO_2	12.00	14.00	0.1639	0.2125	0.1818	0.2130	0.1696	0.1916
O_2	1.90	2.40	0.0189	0.0264	0.0210	0.0265	0.0197	0.0246
N_2	75.60	69.60	0.6585	0.6699	0.7304	0.6715	0.7626	0.6997
รวม	100.00	100.00	0.9015	0.9976	1.0000	1.0000	1.0882	1.1054

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางเข้า FGD
ก่อนผ่าน GGH = 417.50 K
หลังผ่าน GGH 1A = 386.50 K
2A = 382.65 K
3A = 370.75 K
อุณหภูมิหลังผ่าน GGH เฉลี่ย = 379.97 K
Mass flow rate = 546.65 kg/s (ภาคผนวก ค)
Overall Heat transfer coefficient (UA)
UA = 447.34 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางออก FGD
หลังผ่าน GGH = 364.45 K
ก่อนผ่านGGH 1B = 333.65 K
2B = 333.65 K
3B = 333.65 K
อุณหภูมิก่อนผ่าน GGH เฉลี่ย = 333.65 K
Mass flow rate = 578.36 kg/s (ภาคผนวก ค)
Overall Heat transfer coefficient (UA)
UA = 447.34 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

ส
TJ
263
ส85ว
2548
1.3858912

สำนักหอสมุด
17 มี.ค. 2551

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธีทางความร้อน

คำนวณค่าประสิทธิผลจากสมการ (2.24)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} = \frac{C_c\left(\overline{T}_{c,o} - T_{c,i}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)}$$

ค่าอัตราการความร้อนของทั้งด้านก๊าซเข้า "C_h" และด้านก๊าซออก "C_c"

$$C_h = \dot{m}_h c_{P,h} \qquad C_c = \dot{m}_c c_{P,c}$$

$$= 546.66\,{}^{kg}/_{s} \times 1.0882\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K} \qquad = 578.36\,{}^{kg}/_{s} \times 1.1054\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K}$$

$$C_h = 594.87\,{}^{kW}/_{K} \qquad C_c = 639.32\,{}^{kW}/_{K}$$

จากการคำนวณข้างต้นพบว่า

$$C_c = C_{\max} = 639.32\,{}^{kW}/_{K} \text{ และ } \quad C_h = C_{\min} = 594.87\,{}^{kW}/_{K}$$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{q}_h = C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)$$

$$= 594.87\,{}^{kW}/_{K} \times \left(417.15 - 379.97\right)K$$

$$\dot{q}_h = 22{,}117.15kW$$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้

$$\dot{q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)$$

$$= 594.87\,{}^{kW}/_{K} \times \left(417.15 - 333.65\right)K$$

$$\dot{q}_{\max} = 49{,}671.64kW$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$

$$= \frac{22{,}117.15kW}{49{,}671.64kW}$$

$$\varepsilon = 0.4453 = 44.53\%$$

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธี NTU_0 (ε-NTU_0 Method)

จากสมการ 2.25

$$\varepsilon = \phi\left[NTU_o, C^*, C_r^*\right]$$

ตัวแปรไร้มิติของค่าอัตราความร้อน

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$= \frac{594.87\ ^{kW}/_{K}}{639.32\ ^{kW}/_{K}}$$

$$C^* = 0.9304$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}} = \frac{M_w c_w N}{C_{\min}}$$

$$= \frac{299{,}000kg \times 0.419\ ^{kJ}/_{(kg \cdot K)} \times 0.01s^{-1}}{594.87\ ^{kW}/_{K}}$$

$$C_r^* = 2.1060$$

ค่า Number of Transfer Units

$$NTU_0 = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$= \frac{447.34\ ^{kW}/_{K}}{594.87\ ^{kW}/_{K}}$$

$$NTU_0 = 0.7520$$

ค่าประสิทธิผล เมื่อคำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter flow)

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1-\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}{1-C^*\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}$$

$$= \frac{1-\exp\left[-0.7520\left(1-0.9304\right)\right]}{1-0.9304\exp\left[-0.7520\left(1-0.9304\right)\right]}$$

$$\varepsilon_{cf} = 0.4357$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- ได้จากการนำค่าประสิทธิผล ที่คำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบไหลสวนทางคูณกับค่าปรับแก้ (Correction factor) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุน

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left[1-\frac{1}{9\left(C_r^*\right)^{1.93}}\right]$$

$$= 0.4357\left[1-\frac{1}{9\times\left(2.1060\right)^{1.93}}\right]$$

$$\varepsilon = 0.4241 = 42.41\%$$

จากการคำนวณ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำงานที่สภาวะภาระของหม้อไอน้ำเท่ากับ 15% ของกำลังการผลิตสูงสุด ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่เป็นของ OEM มีค่าประสิทธิผลเมื่อคำนวณด้วยวิธีทางความร้อนมีค่าเท่ากับ 44.53% และเมื่อคำนวณด้วยวิธี NTU_0 มีค่าเท่ากับ 42.41

3.3 การคำนวณค่าประสิทธิผลของ GGH ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่ผลิตในประเทศไทย

การทดสอบการเดินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุนที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่ผลิตในประเทศไทย ได้ทำการทดสอบเมื่อวันที่ 31 ธันวาคม 2548 ที่ภาระของหม้อไอน้ำ 70% ของกำลังการผลิต ซึ่งผลการทดสอบและผลการคำนวณ เป็นดังนี้

3.3.1 การคำนวณค่าประสิทธิผลของ GGH ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่ผลิตในประเทศไทย ได้ทำการทดสอบเมื่อวันที่ 31 ธันวาคม 2548 ที่ภาระของหม้อไอน้ำ 70% ของกำลังการผลิตสูงสุด

ตารางที่ 3.5 ค่าส่วนประกอบของ Flue gas ณ วันที่ 31 ธันวาคม 2548

Item	ส่วนประกอบ (% Wet)		Density (kg/m^3)		mf_i		c_P (kJ/kg.K)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
H_2O	11.30	13.2	0.0626	0.0748	0.0713	0.0737	0.1436	0.1584
CO_2	13.20	13.1	0.1750	0.2046	0.1993	0.2015	0.1877	0.1795
O_2	3.70	3.9	0.0356	0.0441	0.0405	0.0435	0.0382	0.0403
N_2	71.80	69.8	0.6049	0.6917	0.6889	0.6813	0.7199	0.7099
รวม	100.00	100.00	0.8781	1.0153	1.0000	1.0000	1.0894	1.0882

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางเข้า FGD
ก่อนผ่าน GGH = 418.15 K
หลังผ่าน GGH 1A = 390.15 K
2A = 385.15 K
3A = 372.15 K

อุณหภูมิหลังผ่าน GGH เฉลี่ย = 382.48 K

Mass flow rate = 497.94 kg/s (ภาคผนวก ค)

Overall Heat transfer coefficient (UA)

UA = 327.78 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

อุณหภูมิ ของ Flue gas บริเวณทางออก FGD
หลังผ่าน GGH = 354.15 K
ก่อนผ่านGGH 1B = 328.15 K
2B = 328.15K
3B = 328.15 K

อุณหภูมิก่อนผ่าน GGH เฉลี่ย = 328.15 K

Mass flow rate = 578.00 kg/s (ภาคผนวก ค)

Overall Heat transfer coefficient (UA)

UA = 327.78 kW/(m^2.K) (ภาคผนวก ง)

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธีทางความร้อน

คำนวณค่าประสิทธิผลจากสมการ (2.24)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} = \frac{C_c\left(\overline{T}_{c,o} - T_{c,i}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)}$$

ค่าอัตราการความร้อนของทั้งด้านก๊าซเข้า "C_h" และด้านก๊าซออก "C_c"

$$C_h = \dot{m}_h c_{P,h}$$
$$= 479.94\,{}^{kg}/_{s} \times 1.0894\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K}$$
$$C_h = 542.46\,{}^{kW}/_{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{P,c}$$
$$= 578.00\,{}^{kg}/_{s} \times 1.0882\,{}^{kJ}/_{kg\cdot K}$$
$$C_c = 628.97\,{}^{kW}/_{K}$$

จากการคำนวณข้างต้นพบว่า

$C_c = C_{\max} = 628.97\,{}^{kW}/_{K}$ และ $C_h = C_{\min} = 542.46\,{}^{kW}/_{K}$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{q}_h = C_h\left(T_{h,i} - \overline{T}_{h,o}\right)$$
$$= 542.46\,{}^{kW}/_{K} \times (418.15 - 382.48)K$$
$$\dot{q}_h = 19{,}349.67kW$$

ปริมาณการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้

$$\dot{q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)$$
$$= 542.46\,{}^{kW}/_{K} \times (418.15 - 328.15)K$$
$$\dot{q}_{\max} = 48{,}821.40kW$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$
$$= \frac{19{,}349.67kW}{48{,}8221.40kW}$$
$$\varepsilon = 0.3963 = 39.63\%$$

- คำนวณค่าประสิทธิผลด้วยวิธี NTU_0 (ε-NTU_0 Method)

จากสมการ 2.25

$$\varepsilon = \phi\left[NTU_o, C^*, C_r^*\right]$$

ตัวแปรไร้มิติของค่าอัตราความร้อน

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$= \frac{542.46\,{}^{kW}/_{K}}{628.97\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$C^* = 0.8624$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}} = \frac{M_w c_w N}{C_{\min}}$$

$$= \frac{285{,}000kg \times 0.419\,{}^{kJ}/_{(kg \cdot K)} \times 0.01s^{-1}}{542.46\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$C_r^* = 2.2013$$

ค่า Number of Transfer Units

$$NTU_0 = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$$= \frac{327.78\,{}^{kW}/_{K}}{542.46\,{}^{kW}/_{K}}$$

$$NTU_0 = 0.6042$$

ค่าประสิทธิผล เมื่อคำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter flow)

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1-\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}{1-C^*\exp\left[-NTU_0\left(1-C^*\right)\right]}$$

$$= \frac{1-\exp\left[-0.6042\left(1-0.8624\right)\right]}{1-0.8624\exp\left[-0.6042\left(1-0.8624\right)\right]}$$

$$\varepsilon_{cf} = 0.3865$$

ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- ได้จากการนำค่าประสิทธิผล ที่คำนวณโดยใช้สมการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบไหลสวนทางคูณกับค่าปรับแก้ (Correction factor) สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุน

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left[1-\frac{1}{9\left(C_r^*\right)^{1.93}}\right]$$

$$= 0.3865\left[1-\frac{1}{9\times\left(2.2013\right)^{1.93}}\right]$$

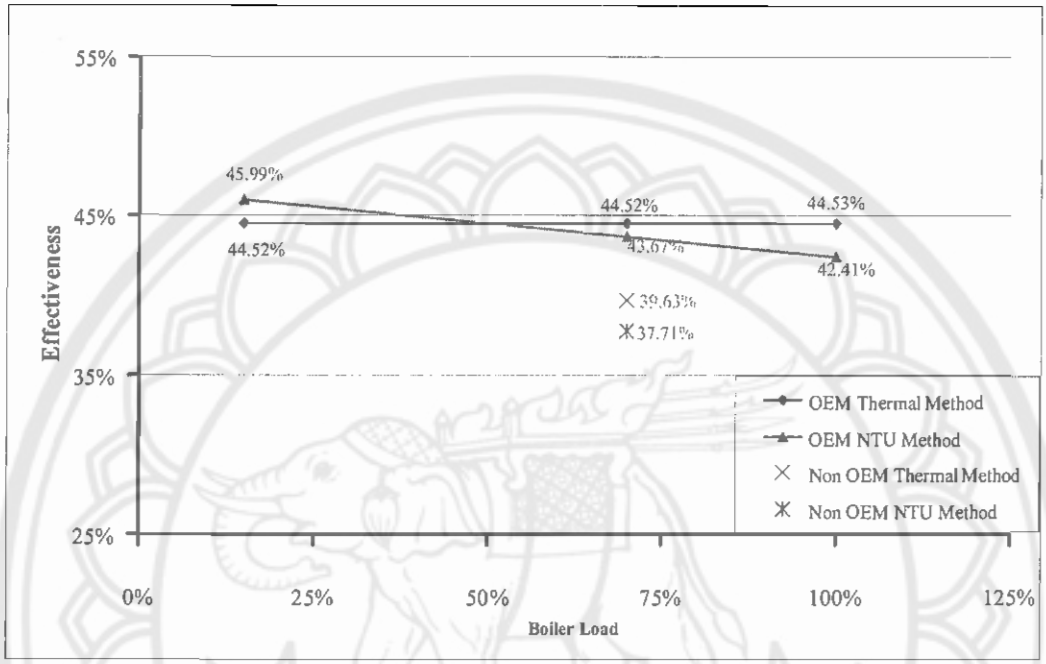
$$\varepsilon = 0.3772 = 37.72\%$$

จากการคำนวณ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งทำงานที่สภาวะภาระของหม้อไอน้ำเท่ากับ 15% ของกำลังการผลิตสูงสุด ที่ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนที่เป็นของ OEM มีค่าประสิทธิผลเมื่อคำนวณด้วยวิธีทางความร้อนมีค่าเท่ากับ 39.63% และเมื่อคำนวณด้วยวิธี NTU_0 มีค่าเท่ากับ 37.72%

3.4 สรุปผลการคำนวณ

จากการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถสรุปได้ ดังนี้

กราฟที่ 3.1 ผลการคำนวณค่าประสิทธิผลที่ภาระของหม้อไอน้ำต่างๆ



ตารางที่ 3.6 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะการทำงานของหม้อไอน้ำที่ต่างกัน

Boiler Laod	15% (OEM)	70% (OEM)[1]	100% (OEM)	70% (Non OEM)
ε_{th} (%)	44.52	44.52	44.53	39.63
ε_{NTU_0} (%)	45.48	43.67	42.04	37.71

[1] = เป็นค่าที่ได้จากการคำนวณโดยใช้วิธีประมาณค่าในช่วงแบบเชิงเส้น

จากตารางที่ 3.6 พบว่าค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหมุนที่ทำการเปลี่ยนอุปกรณ์ทำความร้อนจากของบริษัทผู้ผลิต เป็นชิ้นส่วนที่ผลิตในประเทศไทยมีค่าลดลง จากทั้ง 2 วิธีการคำนวณ