

การออกแบบสร้างระบบผลิตน้ำร้อนจากไอเสียเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า เพื่อใช้ในการกกลูกสุกร

Design and Construction of a Hot Water Production System for Piglet Hatching from Electric Generator

ฉัตรชัย ลำพูทชา¹, รัชพล สันติวรารกร^{1*} และ วศกร ตรีเดช²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

123 หมู่ 16 ต.ในเมือง อ.เมืองขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40002

² กลุ่มวิจัยวิศวกรรมฟาร์มและเทคโนโลยีการควบคุมอัตโนมัติ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

123 หมู่ 16 ต.ในเมือง อ.เมืองขอนแก่น จ.ขอนแก่น 40002

* ratchaphon@kku.ac.th, 0819891983

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาและสร้างระบบผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ในการกกลูกสุกรโดยใช้ความร้อนทิ้งของไอเสียจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ใช้ก๊าซชีวภาพเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งระบบกกลูกสุกรโดยใช้น้ำร้อนนี้ประกอบไปด้วย อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน ขนาด 150 กิโลวัตต์, ปั๊มส่งน้ำขนาด 3 แรงม้า จำนวน 3 เรือน, ปั๊มหมุนเวียนน้ำขนาด 0.5 แรงม้า จำนวน 1 เรือน, ถังพักน้ำขนาด 2,000 ลิตร จำนวน 3 ใบ และแผ่นกกลูกสุกรจำนวน 56 แผ่น จากผลการทดลองพบว่า พลังงานความร้อนที่ได้จากไอเสียมีค่าเท่ากับ 53.89 กิโลวัตต์ สามารถผลิตน้ำร้อนได้อุณหภูมิ 45 องศาเซลเซียส และเมื่อน้ำร้อนผ่านแผ่นกกลูกสุกรจะทำให้มีอุณหภูมิผิวแผ่นกกและมีอัตราการไหลเท่ากับ 33.5 องศาเซลเซียส และ 2.53 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ ซึ่งระบบสามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าและสามารถลดค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานในการกกลูกสุกรได้

คำหลัก : อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน , การแลกเปลี่ยนความร้อน , การไหลในท่อ

Abstract

This research were designed and constructed a hot water production for piglet hatching by using waste heat of the exhaust from the electric generator using biogas as a fuel. The piglet hatching system were comprised of a parallel flow of heat exchanger of 150 kW, 3 Hp of water pump in amount of 3, 0.5 Hp of circulating water pump in amount of 1, 2,000 liter of holding tank water in amount of 3 and a piglet hatching plate of 56 plates. From the result were found that, thermal energy from the exhaust was 53.89 kW which can be generated a hot water in temperature of 45 °C. When the hot water through the piglet hatching plate, it had a surface temperature and volumetric flow rate of 33.5 °C and 2.53 liter/min, respectively. The system can be increased a efficiency of electric generator and can be reduced cost of energy in piglet hatching.

Keywords: Heat exchanger, Heat transfer, Flow

ETM 137

1. บทนำ

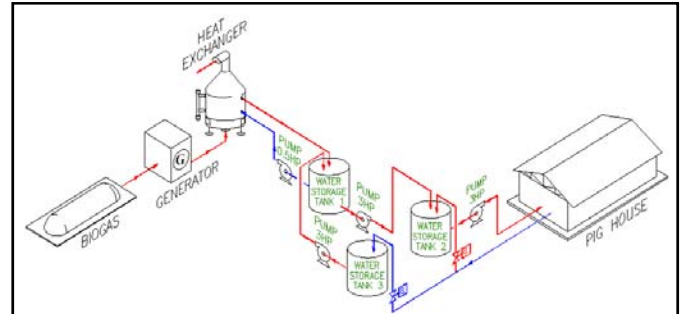
ฟาร์มเลี้ยงสุกรเป็นกิจการหนึ่งที่สามารถนำของเสียจากมูลสุกรมาผลิตเป็นก๊าซชีวภาพเพื่อนำไปเปลี่ยนรูปพลังงานเป็นพลังงานความร้อนและไฟฟ้าได้ ซึ่งเป็นผลดีอย่างยิ่งสำหรับฟาร์มเลี้ยงสุกรที่มีการขยายพันธุ์สุกรเพราะจำเป็นต้องใช้พลังงานความร้อนให้ความอบอุ่นให้ลูกสุกรแรกคลอด โดยในอดีตมีการใช้หั่วกหลอไฟ(Infrared Radiation) ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าจำนวนมากตามจำนวนหลอด ในปัจจุบันมีการพัฒนาระบบกกลูกสุกรโดยใช้ความร้อนจากน้ำร้อนถ่ายเทความร้อนให้กับแผ่นกกลูกสุกรโดยการนำพลังงานทางเลือกอื่นที่มีอยู่แล้วในกิจการฟาร์มเลี้ยงสุกรสามารถนำมาผลิตความร้อนเพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของหั่วก

สถานที่ในการวิจัยออกแบบและพัฒนาระบบทำความร้อนแบบผสมผสานคือ บริษัท ช.เกษตรรุ่งเรือง จำกัด ซึ่งเป็นฟาร์มสุกรในจังหวัดนครราชสีมา มีระบบบำบัดน้ำเสียขนาด 4,000 ลูกบาศก์เมตร เครื่องยนต์ก๊าซชีวภาพขนาด 450 กิโลวัตต์ แต่ยังไม่ใช้หลอดไฟในการกกลูกสุกร ทำให้สูญเสียค่าไฟฟ้าที่เกิดจากหลอดไฟในโรงเรือนคลอดต่อเดือนสูงถึง 4,032 หน่วยต่อเดือนหรือ 16,128 บาทต่อเดือน จึงมีแนวคิดที่จะเปลี่ยนไปใช้ระบบกกลูกสุกรแบบใช้น้ำร้อนโดยนำพลังงานความร้อนทิ้งจากไอเสียเครื่องยนต์ก๊าซชีวภาพ และความร้อนจากการเผาไหม้ก๊าซชีวภาพโดยตรง โดยออกแบบระบบอัตโนมัติเพื่อช่วยจัดลำดับการเลือกใช้พลังงานและใช้ระบบปั๊มในการส่งจ่ายน้ำร้อนไปที่แผ่นกกเพื่อสร้างความอบอุ่นให้กับลูกสุกรที่อุณหภูมิผิวแผ่นกก 35 °C

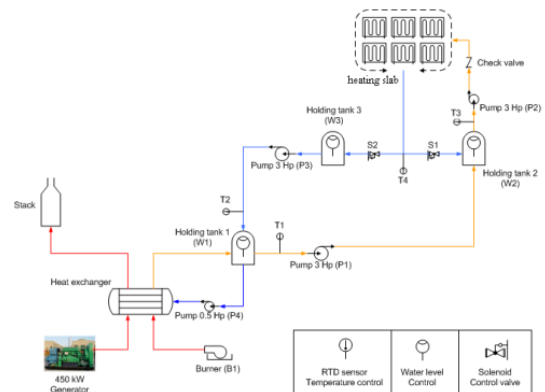
2. การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนแบบผสมผสานสำหรับกกลูกสุกร

ระบบผลิตน้ำร้อนจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักดังรูปที่ 1 ซึ่งประกอบด้วย ปั๊มน้ำ 4 เรือน ถึงพักน้ำขนาด 2,000 ลิตร 3 ถัง เครื่องแลกเปลี่ยนความ

ร้อน 1 เครื่อง เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ 4 ชิ้น ลูกลอยไฟฟ้า 3 ชิ้น และโซลินอยด์วาล์ว 2 ตัว



รูปที่ 1 ภาพรวมของระบบผลิตน้ำร้อนแบบผสมผสานสำหรับกกลูกสุกร



รูปที่ 2 แผนภาพแสดงอุปกรณ์ในระบบ

2.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

2.1.1 การหาขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1. สมการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของไหลในท่อ

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} \Delta T \quad (1)$$

2. หาอุณหภูมิของสารแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทางออก

$$T_{g,out} = T_{g,in} - \left(\frac{Q_w}{\dot{m}_g C_{pg}} \right) \quad (2)$$

3. หากอุณหภูมิที่ข้อ 2 ไม่เป็นตามที่ต้องการ ให้ปรับอัตราการไหลโดยสามารถปรับได้ทั้งอัตราการไหลของก๊าซและน้ำ

ETM 137

4. หาค่า Overall Heat Transfer Coefficient
(U) สำหรับ Water Tube Boilers,
Economizer, และ Superheaters

$$U = 0.8 \text{ to } 0.9 \times h_o \quad (3)$$

ค่า heat transfer coefficient ด้านนอกท่อ h_o
คำนวณได้ดังนี้

$$h_o = h_c + h_n \quad (4)$$

เมื่อ h_c = convective heat transfer coefficient

h_n = voluminous heat transfer coefficient (มี

ผลกระทบน้อยมากประมาณ 2%)

$$h_c = \frac{kNu}{De} \quad (5)$$

โดยหาค่า Re จาก $Re = \frac{G_s De}{\mu}$ (นอกท่อ)

$$De = 4 \left(\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right) / \left(\frac{\pi d_o}{2} \right) \quad (6)$$

$$A_s = \frac{D_s CB}{P_T}, C = P_T - d_o, G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (7)$$

5. Logarithmic mean temperature difference

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)$$

6. พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m} \quad (9)$$

	$S_T/d = 1.25$		$S_T/d = 1.5$		$S_T/d = 2$		$S_T/d = 3$	
S_L/d	B	N	B	N	B	N	B	N
Staggered								
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.50	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.0	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.0	0.310	0.592	0.356	0.580	0.44	0.562	0.421	0.574
In-line								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

ซึ่งในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้มีแนวคิดให้มีลักษณะการไหลและมีสารที่ไหลต่างชนิดกัน โดยสามารถแบ่งแนวคิดในการออกแบบได้ ดังนี้

- ให้น้ำไหลในท่อและมีไอของก๊าซร้อนวิ่งสวนทางอยู่นอกท่อ

- ให้น้ำไอของก๊าซร้อนวิ่งอยู่ในท่อและมีน้ำไหลอยู่นอกท่อโดยไหลสวนทางกัน

โดยที่เงื่อนไขของสภาวะการคำนวณจะกำหนดเงื่อนไขเดียวกัน ดังนี้

- อุณหภูมิไอเสียเข้าเท่ากับ 380 °C และอุณหภูมิไอเสียออกเท่ากับ 200 °C
- อัตราการไหลของก๊าซไอเสียเท่ากับ 600 m³.h⁻¹
- อุณหภูมิน้ำเข้าเท่ากับ 60 °C และอุณหภูมิน้ำออกเท่ากับ 30 °C
- อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 4.2 m³.h⁻¹

การคำนวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบน้ำไหลในท่อและมีไอเสียวิ่งสวนทางจากการคำนวณพบว่าใช้ท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.5 นิ้ว sch40 ยาว 1.5 เมตร จำนวน 79 ท่อน มาวางเรียงซ้อนกัน

การคำนวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบก๊าซร้อนวิ่งในท่อและมีน้ำไหลอยู่นอกท่อจากการคำนวณพบว่าใช้ท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 inch sch10 ยาว 1.5 เมตร จำนวน 22 ท่อน มาวางเรียงซ้อนกัน

ตารางที่ 1 การเปรียบเทียบระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 2 รูปแบบ

Parameter	Fire Tube	Water Tube	Unit
Tube size	114.3x108.2 (4")	48.3x40.9 (1.5")	mm.
Length	1.5	1.5	m
Flue Gas			
Flow rate Gas	6000	6000	M3/hr
Gas Velocity	0.833	0.833	Kg/s
Temp in	380	380	C
Temp out	210	254	C
Water			
Flow rate water	70	70	L/min
Temp in	30	30	C
Temp out	60	60	C
Calculation			
Log mean temperature	237	237	
OHTC	56.84	40.92	W/m2 C
จำนวนท่อของแต่ละฟาส	11	1	ท่อ
ฟาสของการไหล	2	79	รอบ
พื้นที่การถ่ายเทความร้อน	11.13	9.51	Sq. m
ความยาวท่อทั้งหมด	33	118.5	m
จำนวนท่อ	22	79	ท่อ

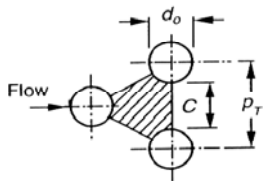
ETM 137

Dim. Shell	0.84	0.48	m
------------	------	------	---

จากตารางเปรียบเทียบพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบก๊าซร้อนวิ่งในท่อมี่ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนดีกว่าแบบน้ำวิ่งในท่อ

ตารางที่ 2 ระยะห่างของท่อน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Pitch	0.2286	m
do	0.1143	m
De	0.389835142	m
C	0.1143	m



รูปที่ 3 ระยะห่างของท่อน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.2 การออกแบบระบบท่อส่งน้ำและการเลือกขนาดปั๊ม

การคำนวณเพื่อหาความสัมพันธ์ของระบบระหว่าง Q และ TDH
ตัวแปรที่ใช้คำนวณ

- เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (D)
- ค่าความขรุขระ (ε)
- ε/D
- พื้นที่หน้าตัด $\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \left(\frac{25}{1000}\right)^2}{4}$
- ระยะส่งทั้งหมด m
- ความต่างของระดับน้ำ (H_s)

การสูญเสียเฮดในระบบท่อ

$$\text{ที่ทางเข้าถึงพักน้ำ} = 0.5 \frac{V^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} \text{ที่ทางออกถึงพักน้ำ} &= \frac{V^2}{2g} \\ \text{ที่ปากทางเข้าถึงพักน้ำ} &= 0.5 \frac{V^2}{2g} \\ \text{ที่ปากทางออกถึงพักน้ำ} &= \frac{V^2}{2g} \\ \text{ที่ข้องอ } 90^\circ &= 1.5 \frac{V^2}{2g} \\ \text{ในเส้นท่อ} &= f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \end{aligned}$$

การคำนวณหาเฮดทั้งหมดที่สูญเสียในระบบได้จาก

$$TDH = 203873.6(10.5 + 480f)Q^2 \quad (10)$$

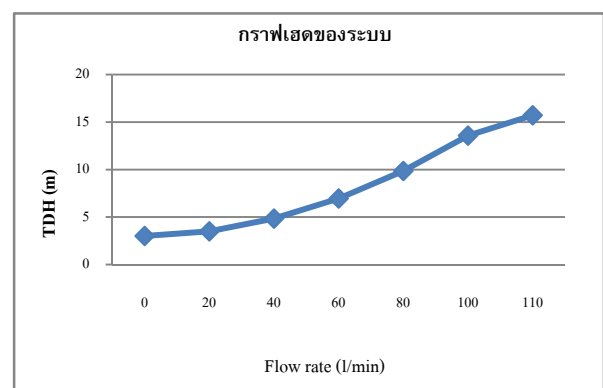
Reynolds number,

$$Re = \left(\frac{Q}{0.0005} \right) \frac{0.025}{0.659 \times 10^{-6}} = 75.87 \times 10^6 Q \quad (11)$$

จากตัวแปร (TDH, f, Q) ในสมการที่ (10) และ (Re, Q) ในสมการที่ (11) สามารถหาค่าได้จากการสุ่มค่า Q เพื่อหาค่าต่างๆ ได้ตามตารางดังนี้

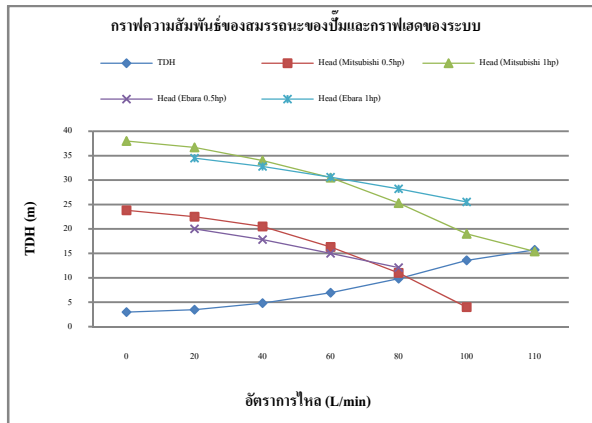
ตารางที่ 3 การสุ่มค่า Q เพื่อหาตัวแปรในสมการที่ 10 และ 11 การหาขนาดปั๊มส่งน้ำที่ใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Fire in tube

$Q(m^3/s), (l/min)$	Re	f	TDH(m)
0.000000 (0)	0	0	3
0.000333 (20)	2.53×10^4	0.0235	3.49
0.000667 (40)	5.06×10^4	0.0202	4.83
0.001000 (60)	7.59×10^4	0.0185	6.95
0.001333 (80)	1.01×10^5	0.0175	9.85
0.001667 (100)	1.26×10^5	0.0170	13.57
0.001833 (110)	1.39×10^5	0.0168	15.72



ETM 137

กราฟที่ 1 กราฟเฮดของระบบการหาขนาดปั๊มส่งน้ำที่ใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Fire in tube การพิจารณาเลือกใช้ปั๊มน้ำในระบบจะเลือกพิจารณาปั๊มยี่ห้อและรุ่นต่างๆ ตามกราฟที่ 2



กราฟที่ 2 จุดตัดของเส้นกราฟสมรรถนะของปั๊มและเส้นกราฟของการหาขนาดปั๊มส่งน้ำที่ใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Fire in tube

จากการคำนวณเพื่อเลือกขนาดปั๊มน้ำที่ใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Fire tube พบว่า มีปั๊มน้ำอยู่ทั้งหมด 4 รุ่น รุ่นที่เลือกใช้งานคือ Ebara 0.5 Hp รุ่น CMA-0.50M ซึ่งทำงานที่สภาวะอัตราการไหล 80 ลิตรต่อวินาที ที่ความดันเฮดเท่ากับ 10 เมตร ทำให้แรงดันในท่อมี่ค่าประมาณ 1 บาร์

ซึ่งการคำนวณหาขนาดปั๊มที่ใช้ในระบบผลิตน้ำร้อนได้ตามตารางที่ 4

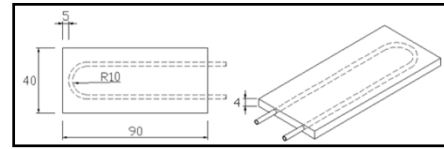
ตารางที่ 4 แสดงปั๊มที่ใช้งานในระบบ

ปั๊มที่ใช้	รุ่น	อัตราการไหล (ลิตรต่อวินาที)	ความดันเฮด (เมตร)
ปั๊มน้ำวน HE	Ebara 0.5 Hp รุ่น CMA-.50M	80	10
ปั๊มส่งน้ำ ถึง 1-2	Ebara 3 Hp รุ่น CMD-3.00T	700	12.5
ปั๊มส่งน้ำ ถึง 3-1	Ebara 3 Hp รุ่น CMD-3.00T	700	12.5
ปั๊มน้ำวนในลำ	Ebara 3 Hp รุ่น CMA-3.00T	102	45

2.3 การออกแบบและสร้างแผ่นกกลูกสุกร

วัสดุที่ใช้สร้างแผ่นกกลูกสุกรผิวภายนอกทำจากคอนกรีตขนาด กว้าง 40 เซนติเมตร ยาว 90 เซนติเมตร และสูง 4 เซนติเมตร ภายในมีขดท่อน้ำ

ร้อน PERT-AL-PERT ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 เซนติเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.5 เซนติเมตร รวมความยาวท่อน้ำร้อนที่อยู่ภายในคอนกรีต 181.4 เซนติเมตร คิดเป็นพื้นที่ผิวสัมผัสกับคอนกรีต 0.285 ตารางเซนติเมตร



รูปที่ 4 การออกแบบแผ่นกกลูกสุกร

3. ผลการทดลอง

3.1 ผลการทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

จากการเก็บข้อมูลความร้อนขณะใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้เครื่อง Flue Gas Analyzer วัดอุณหภูมิไอเสียขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และใช้ Thermo Couple วัดอุณหภูมิน้ำขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 5 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ลำดับ	ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าจากการคำนวณ	ค่าจริง
1	อุณหภูมิน้ำขาเข้า	T_{wi}	$^{\circ}\text{C}$	30	30
2	อุณหภูมิน้ำขาออก	T_{wo}	$^{\circ}\text{C}$	60	40
3	อุณหภูมิไอเสียขาเข้า	T_{si}	$^{\circ}\text{C}$	380	295
4	อุณหภูมิไอเสียขาออก	T_{so}	$^{\circ}\text{C}$	200	95

3.2 ผลการทดลองระบบไหลเวียนน้ำ

ตารางที่ 6 อัตราการไหลของน้ำในระบบหมุนเวียนน้ำ

ลำดับ	ปั๊มหมุนเวียนน้ำ	ขนาดปั๊ม [HP]	อัตราการไหล [L/min]	
			คำนวณ	ใช้งานจริง
1	ปั๊มหมุนเวียนน้ำร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Ebara CMA-0.50M	0.5	70	18.65
2	ปั๊มน้ำส่งจากถังเก็บน้ำ 1 ไปถังเก็บน้ำ 2 Ebara CMD-3.00T	3	672.50	220.80

ETM 137

3	ปั๊มน้ำส่งจากถังเก็บน้ำ 3 ไปถังเก็บน้ำ 1 Ebara CMD-3.00T	3	672.50	205.50
4	ปั๊มน้ำส่งจากถังเก็บน้ำ 2 เข้าโรงเรือน Ebara CMA-3.00T	3	102	119.50

3.3 การกระจายอุณหภูมิในระบบกกลูกสุกร

ในศึกษาการกระจายอุณหภูมิของระบบจะแบ่งออกเป็น สองระบบใหญ่คือระบบแรกคือการกระจายอุณหภูมิของระบบกกลูกสุกรโดยรวมโดยมีการเก็บข้อมูลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระหว่างน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ไปยังถังพักน้ำที่ 1, ถังพักน้ำที่ 2, และถังพักน้ำที่ 3 ตามลำดับ ส่วนระบบที่สองคือการกระจายอุณหภูมิของแผ่นกกลูกสุกร ซึ่งจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างน้ำร้อนขาเข้าและออก กับอุณหภูมิผิวแผ่นกกลูกคองกรีต

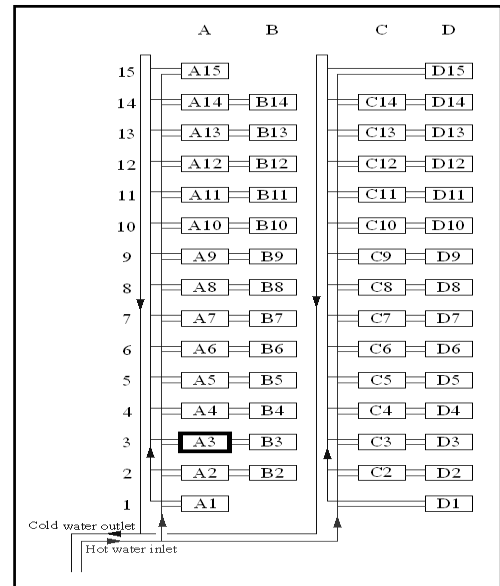
3.3.1 การกระจายอุณหภูมิของระบบกกลูกสุกรโดยรวม

ตารางที่ 7 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิในระบบหมุนเวียนน้ำร้อนสำหรับกกลูกสุกร

ลำดับ	อุปกรณ์	อุณหภูมิ [°C]	อุณหภูมิ น้ำขาเข้า [°C]	อุณหภูมิ น้ำขาออก [°C]
1	ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน		30	40
2	ถังพักน้ำที่ 1	45		
3	ถังพักน้ำที่ 2	40		
4	ระบบส่งน้ำภายในโรงเรือนคอลลอด		39	33
5	แผ่นกกลูกสุกร	33.5		
6	ถังพักน้ำที่ 3	32		

3.3.2 การกระจายอุณหภูมิของแผ่นกกลูกสุกร

จากการใช้งานระบบผลิตน้ำร้อนสำหรับกกลูกสุกร ได้มีการศึกษาการกระจายอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นกกลูกคองกรีตโดยการจดตำแหน่งแผ่นกทั้ง 56 แผ่นตามตำแหน่งแถวและหลักของแผ่นกจาก A1 ถึง D15 ดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 5 การกำหนดตำแหน่งแผ่นกตามแถวและหลักของแผ่นกภายในโรงเรือน

ตารางที่ 8 ความสัมพันธ์ของน้ำร้อนขาเข้าออกจากแผ่นกคองกรีตก่อนและหลังการจ่ายน้ำร้อนเข้าระบบ

ลำดับ	เงื่อนไข	อุณหภูมิ ผิวแผ่นก (°C)	อุณหภูมิ น้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิ น้ำออก (°C)
1	ก่อนปั๊มจ่ายน้ำร้อนเข้าระบบ	26	25.25	30.75
2	หลังปั๊มจ่ายน้ำร้อนเข้าระบบ	33.5	39	34

จากตารางความสัมพันธ์ข้างต้นเป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิแผ่นกคองกรีตก่อนและหลังจ่ายน้ำร้อนเข้าสู่ระบบภายในโรงเรือน โดยก่อนใช้น้ำร้อน แผ่นกคองกรีตและน้ำขาเข้ามีอุณหภูมิปกติโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 26 และ 25.25 องศาเซลเซียสตามลำดับ หลังจากเพิ่มอุณหภูมิน้ำขาเข้าโรงเรือนให้ร้อนถึง 39 องศาเซลเซียส จะทำให้แผ่นกมีอุณหภูมิที่ผิวสูงขึ้นไปถึง 33.5 องศาเซลเซียส

3.4 การใช้พลังงาน

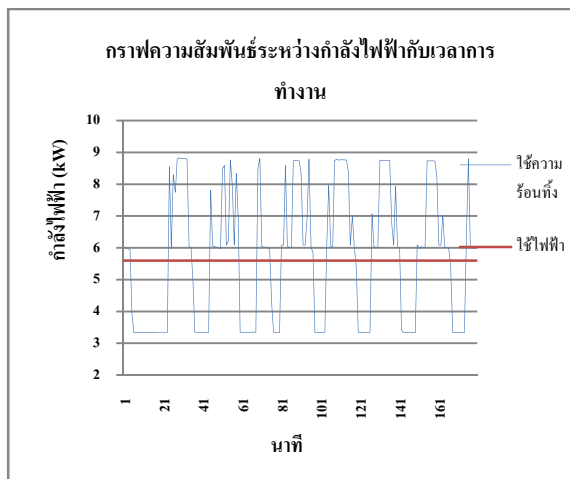
3.4.1 ค่าไฟฟ้าจากระบบเดิมที่ใช้หลอดไฟกกลูกสุกร

ค่าไฟฟ้าจากระบบก่อนปรับปรุงจะใช้หลอดไฟฟ้านชนิดหลอดไส้ขนาด 100 วัตต์ เพื่อให้ความร้อนกับลูกสุกรภายในโรงเรือนคอลลอด โรงเรือนละ 56

ETM 137

หลอด ทำให้ในหนึ่งโรงเรือนหลอดจะต้องใช้พลังงานไฟฟ้าที่เกิดจากหลอดไฟฟ้า 5.6 หน่วยต่อชั่วโมง คิดเป็นรายจ่าย 161,28 บาทต่อเดือน นอกจากนี้ยังมีรายจ่ายอื่นๆที่เกิดจากอายุการใช้งานของหลอดไส้ที่มีอายุการใช้งานจริงของหลอดไส้อยู่ที่ 1 เดือนโดยเฉลี่ย ซึ่งหลอดไส้ที่ผู้ประกอบการนำมาใช้งานมีราคาอยู่ที่ 15 บาทต่อหลอด จากข้อมูลดังกล่าวจะแสดงให้เห็นว่าผู้ประกอบการจะต้องสูญเสียรายจ่ายไปกับการเปลี่ยนหลอดไฟฟ้าตามอายุการใช้งานจริงคิดเป็นมูลค่า 10,080 บาทต่อปี

3.4.2 ค่าไฟฟ้าจากระบบใหม่ที่ใช้น้ำร้อนกกกลูกลูกรจากการเก็บข้อมูลการใช้พลังงานใน 3 ชั่วโมงแรกของการเดินระบบผลิตน้ำร้อนเปรียบเทียบกับข้อมูลการใช้พลังงานของการใช้หลอดไฟฟ้าชนิดไส้เพื่อกกกลูกลูกร เพื่อมาสร้างกราฟเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงดังต่อไปนี้

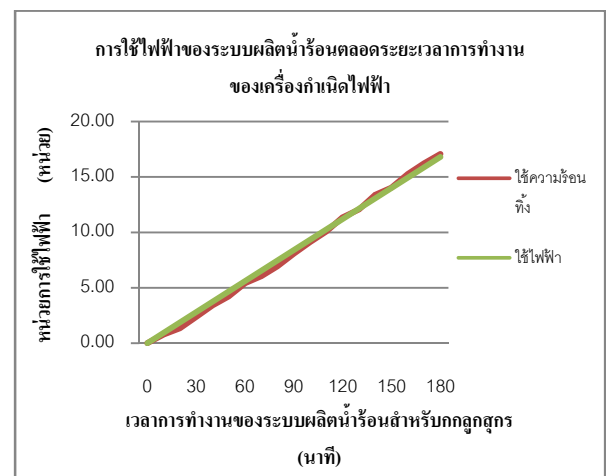


กราฟที่ 3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้ากับเวลาการทำงาน

จากกราฟที่ 5.1 แสดงให้เห็นว่าระบบก่อนปรับปรุงที่ใช้หลอดไฟฟ้าชนิดไส้จะใช้กำลังไฟฟ้าสูงกว่าและเป็นตัวเลขที่คงที่เนื่องจากมีความเสถียรในการเปลี่ยนรูปพลังงานไฟฟ้าให้อยู่ในรูปของแสงสว่างและพลังงานความร้อน ส่วนระบบหลังปรับปรุงจะใช้ไฟฟ้าสูงในช่วงแรกของการเดินระบบเนื่องจากจะต้องสร้างความร้อนให้กับน้ำที่อยู่ในอุณหภูมิบรรยากาศให้

สูงขึ้น ในช่วงนี้ปั๊มจะต้องทำงานตลอดเวลาเพื่อให้ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอเสียจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่หลังจากเดินระบบได้ 3 ชั่วโมง ระบบควบคุมอัตโนมัติจะรับค่าอุณหภูมิจากเซนเซอร์และทราบได้ว่าน้ำในระบบได้สะสมความร้อนไว้เพียงพอแล้ว จากนั้นระบบควบคุมที่กำหนดด้วยโปรแกรมที่ตั้งไว้ให้ปั๊ม Ebara CMA-0.50M จำนวน 1 ตัวและ Ebara CMD-3.00T จำนวน 2 ตัว จะทำการปั๊มน้ำไปกลับสลับกันทำให้ระบบมีการใช้ไฟฟ้าโดยเฉลี่ยเท่ากับการใช้หลอดไฟ ซึ่งสังเกตได้จากกราฟที่

4

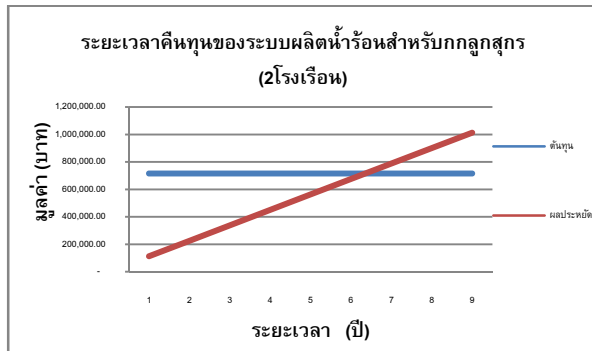


กราฟที่ 4 การใช้ไฟฟ้าของระบบผลิตน้ำร้อนตลอดระยะเวลาการทำงานของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

3.4.3 ระยะเวลาคืนทุน

การวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุนของระบบผลิตน้ำร้อนสำหรับกกกลูกลูกรสองโรงเรือน ซึ่งอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบที่กกด้วยหลอดไฟฟ้าชนิดไส้คิดเป็นมูลค่า 294,336 บาทต่อปี ส่วนอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบใช้น้ำร้อนสำหรับกกกลูกลูกรในโรงเรือน 191,982 บาทต่อปี ระยะเวลาคืนทุน 6.36 ปี ดังกราฟที่ 5

ETM 137



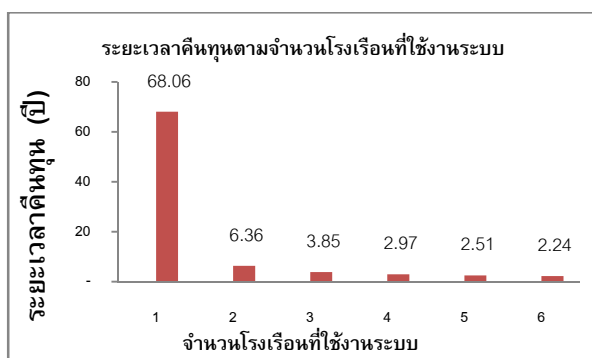
กราฟที่ 5 ระยะเวลาคืนทุนของระบบผลิตน้ำร้อนสำหรับกกกลูกสุกร

4. สรุปและข้อเสนอแนะ

การใช้พลังงานความร้อนทั้งจากไอเสียผลิตน้ำร้อนเพื่อสร้างความอบอุ่นให้กับลูกสุกรแรกเกิดแผ่นกกมีอุณหภูมิที่ผิวเพิ่มขึ้นจาก 26 เป็น 33 องศาเซลเซียส โดยสามารถลดค่าไฟฟ้าและค่าเปลี่ยนแปลงไฟตามรอบอายุการใช้งานได้คิดเป็นมูลค่า 102,353 บาทต่อปี เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับต้นทุนในการสร้างพบว่าโครงการนี้มีระยะเวลาคืนทุน 6.36 ปีหรือ 7 ปี 6 เดือน

4.1 ข้อเสนอแนะ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกแบบไว้สำหรับการผลิตน้ำร้อนเพียงพอต่อโรงเรือนคลอดจำนวน 6 โรงเรือนทำให้ต้นทุนในการก่อสร้างสูงมาก ดังกราฟที่ 6



กราฟที่ 6 ระยะเวลาคืนทุนของโครงการตามจำนวนโรงเรือนที่พร้อมใช้งาน

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] จอมภพ แวศักดิ์ . การหาสมรรถนะเชิงความร้อนของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ติดตั้งบนหลังคา. วิทยานิพนธ์ บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยทักษิณ. 2546.
- [2] จิรกุล จันทศิริ. วีรชัย อาจहार. การออกแบบและทดสอบระบบทำความร้อนสำหรับกกกลูกสุกรในโรงเรือนอนุบาลโดยใช้ ก๊าซชีวภาพ. วารสารเทคโนโลยีสุรนารี ปีที่ 10 ฉบับที่ 4. ตุลาคม - ธันวาคม 2546.
- [3] ณัฐนี วรรณศ. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ. ทนงเกียรติเกียรติศิริโรจน์. การพัฒนาระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ในประเทศไทย. วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ปีที่ 16 ฉบับที่ 2 เลขหน้า 55-69 . 2552
- [4] ศรีบุญ สมศิริตระกูล. การพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนสำหรับกกกลูกสุกรในฟาร์มสุกร โดยใช้ก๊าซชีวภาพเป็นเชื้อเพลิง. การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25.
- [5] สมชาย มณีวรรณ. ณรงค์ศักดิ์ พลแก้ว. นิพนธ์ เกตุจ้อย. การเปรียบเทียบสมรรถนะของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบแผ่น เรียบแบบใช้แผ่นปิดในด้านบนและแผ่นดูดกลืนรังสีอาทิตย์ที่แตกต่างกัน. วิทยานิพนธ์ มหาวิทยาลัยนเรศวร. 2550
- [6] Payungsak Junyusen. Weerachai Arjharn. "A heating system for piglets in farrowing house using waste heat from biogas engine". Maejo International Journal of Science and Technology. 2008 . pp 50-60.