

$$\frac{1}{UA} = Z_o + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_i A_i} + Z_f. \quad (3)$$

h_i is the tube-side heat transfer coefficient, A_i is the inner surface area of the heat exchanger, d_i and d_o are the inner and the outer tube diameters, respectively, L is the total tube length, k is the thermal conductivity of tube material, Z_o is the air-side thermal resistance, Z_f is defined as the thermal resistance due to fouling of fly ash on the external surface of heat exchanger.

The inner heat transfer coefficient can be calculated from Gnielinski correlation [7] as

$$h_i = \left(\frac{k}{d}\right)_i \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr(f_i/2)}{1 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr^{2/3} - 1)}, \quad (4)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2}, \quad (5)$$

where Re_{Di} is the tube-side Reynolds number.

The air-side thermal resistance, Z_o , can be evaluated from eqns (2) and (3) when the heat exchanger is clean (no dust condition).

Results and Discussion

Fig. 2 shows the heat transfer deterioration with time of the heat exchanger due to fouling from fly ash. In this case, the inlet temperature of the air-dust mixture is at 40 °C. It is found that the ratio of the heat transfer of the heat exchanger with fouling and that with clean condition (at $t = 0$) decreases with time lapse. It could also be seen that the heat transfer deterioration depends on the ratio of air and dust, x ($x = \dot{m}_d / \dot{m}_a$), in the mixture. When x is increased, higher fouling is obtained which results in lower heat

transfer rate. However, from Fig. 2, it is found that at the first stage of fouling ($t < 50$ min, approximately) the heat transfer rate trends to be higher than that of the clean condition especially at low x value. As the deposit layer builds up, the flow area of air is decreased which results in higher air velocity. Moreover, the fouling layer is likely to be rougher than the clean surface. Therefore, the air-side heat transfer coefficient should be increased. But when the thickness of the fouling layer is developed more, the effect of low thermal conductivity of the fouling dominates the previous enhancement result. Therefore, the heat transfer performance of the heat exchanger is then decreased. This phenomenon was firstly reported by Gudmundsson and Bott [8] who studied the deposition of silica on a geothermal heat exchanger.

Fig. 3 also shows the same result as Fig. 2. The inlet air temperature is kept constant at 60 °C. Since the surface temperature of the heat exchanger is lower than the dew point temperature, consequently, the condensation of moisture in the air on the heat transfer surface occurs. For $T_{ai} = 40$ °C, lower heat rate is needed for extracting heat from the air to get condensation thus the surface of the heat exchanger is wetter than that of $T_{ai} = 60$ °C. The condensate can promote the adhesion of particles on the heat transfer surface and higher heat transfer deterioration is obtained. It could be seen that, in case of $T_{ai} = 40$ °C, the deterioration of heat transfer trends to be higher than that of $T_{ai} = 60$ °C, especially at high fly ash content. Consequently, the heat exchanger having $T_{ai} = 40$ °C has lower heat transfer rate than that of $T_{ai} = 60$ °C.

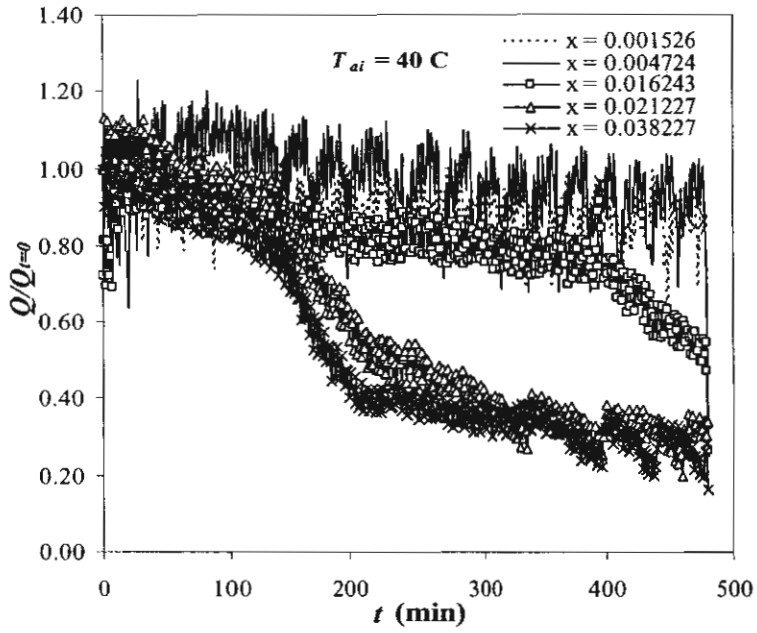


Fig. 2 The deterioration of heat transfer at various time in case of $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

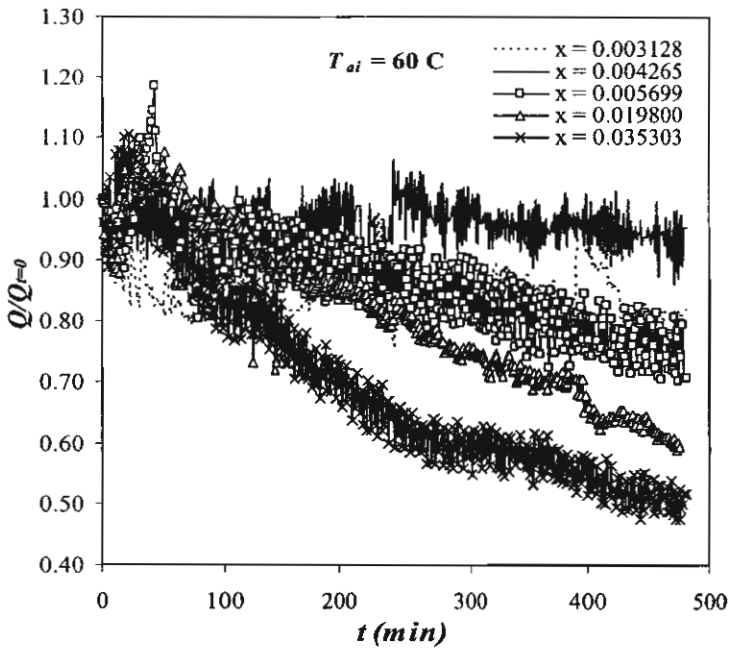
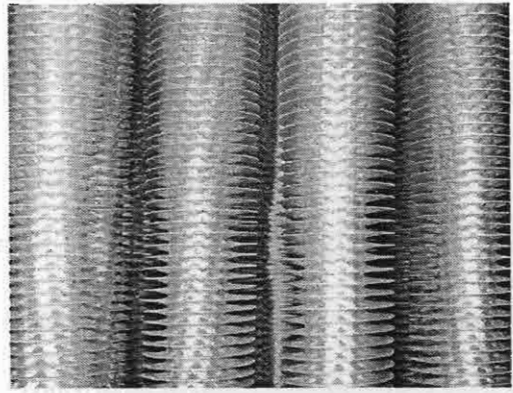
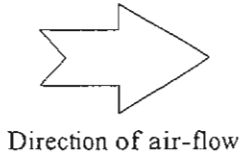
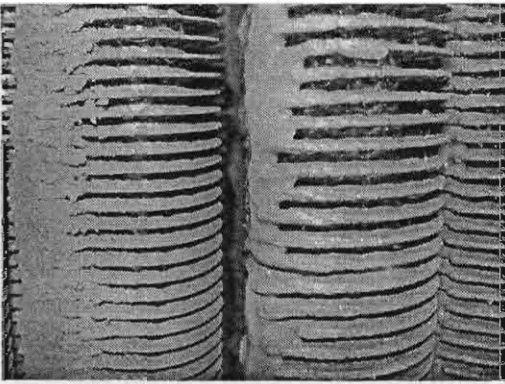


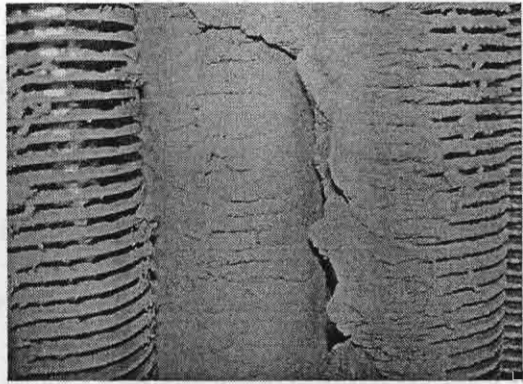
Fig. 3 The deterioration of heat transfer at various time in case of $T_{ai} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.



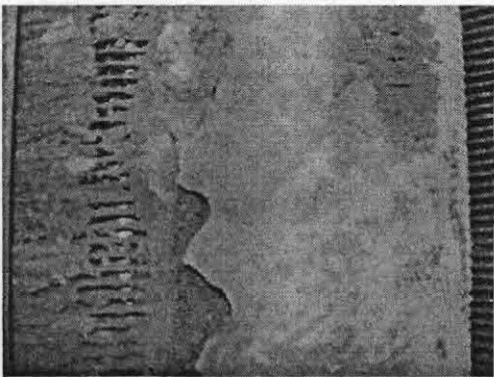
a. Clean surface heat exchanger



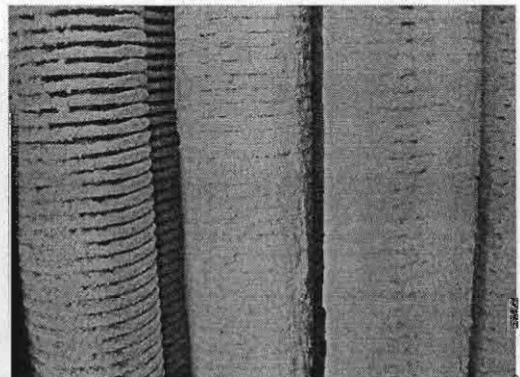
b. $x = 0.016, t = 4 \text{ hr}, T_{at} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$



c. $x = 0.016, t = 8 \text{ hr}, T_{at} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$



d. $x = 0.036, t = 8 \text{ hr}, T_{at} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$



e. $x = 0.036, t = 8 \text{ hr}, T_{at} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Fig. 4 Fouling from fly ash on heat exchanger surface at various conditions.

Fig. 4 shows the forming of fly ash on the heat transfer surface at various conditions and compared with that of the clean surface. Figs. 4b and c show the cases of $x = 0.016$, $t = 4$ hr, $T_{ai} = 40$ °C and $x = 0.016$, $t = 8$ hr, $T_{ai} = 40$ °C, respectively. Compare Fig. 4c with Fig. 4d ($x = 0.036$, $t = 8$ hr, $T_{ai} = 40$ °C), it is found that the forming of fly ash increases with the dust content in the air stream. Figs. 4d and e ($x = 0.036$, $t = 8$ hr, $T_{ai} = 60$ °C) show the effect of the inlet air temperature on the fouling deposit. The data of the fouling forming also confirm the heat transfer phenomena of Figs. 2-3.

Following the direction of air flow (from left to right), all pictures in Fig. 4 show the deposition of fly ash forming at the front part of the tube. The results differ from the work of Kaiser et al [3] and Abd-Elhady et al [4] who studied the deposit of particles on cylindrical tubes. They found that, the formation of foulant is mostly at the rear part of the cylindrical probes. In case of this experiment, the finned tube surface is wetted. Therefore, the attractive force between the particles and the surface is higher than that of the dry surface. Then most of particles are attached on the front part of the finned tube.

Figs. 5-6 show the thermal resistance of the heat exchanger in case of $T_{ai} = 40$ °C and 60 °C, respectively. Similar to the results in Figs. 2-3, the thermal resistance increases with time and the x parameter. Moreover, the effect of lower inlet temperature of the air stream trends to promote higher thermal resistance, especially at high dust content condition.

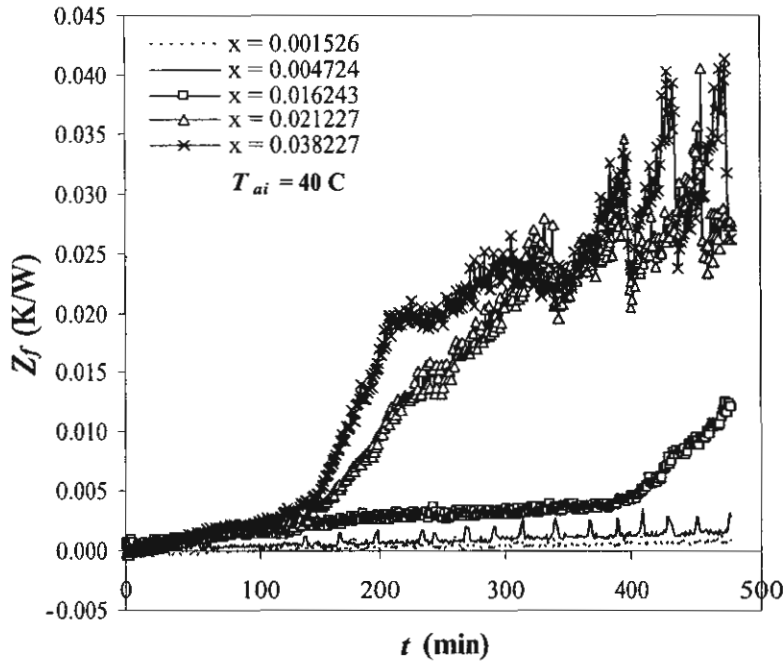


Fig. 5 The thermal resistance of heat transfer at various time in case of $T_{ai} = 40\text{ °C}$.

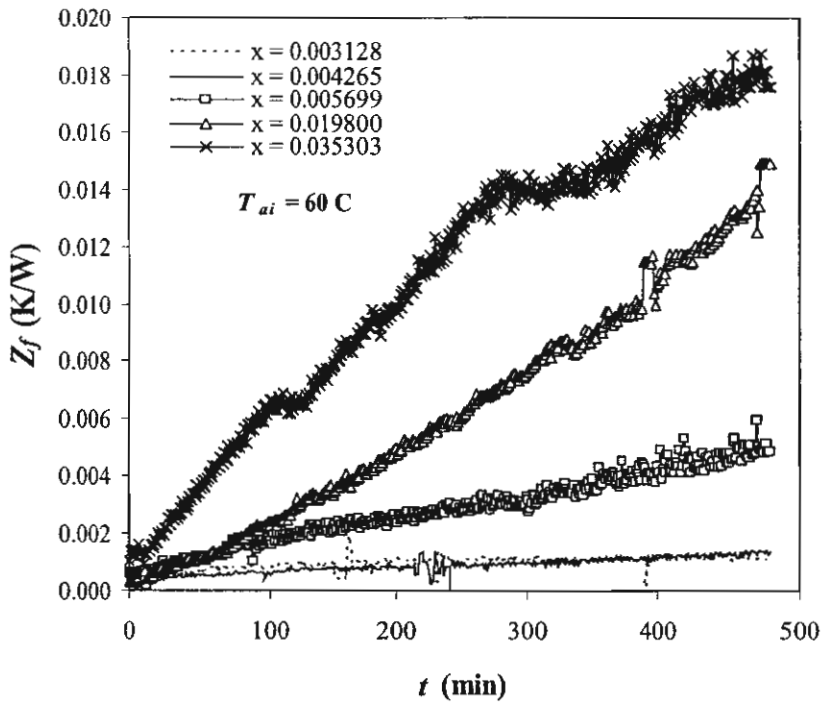


Fig. 6 The thermal resistance of heat transfer at various time in case of $T_{ai} = 60\text{ °C}$.

In this research, the correlation for predicting the thermal resistance of the heat exchanger under fouling and dehumidifying conditions is also developed. Although Kern and Seaton [1] proposed a well known asymptotic model for evaluating the thermal resistance as

$$Z_f = Z_a(1 - e^{-\beta t}). \quad (6)$$

Z_f is thermal resistance due to fouling at a specified time, Z_a is thermal resistance at the asymptotic point, t is time and β is empirical constant. To get the thermal resistance at the asymptotic point, a lot of experiments and time are needed. Therefore, in this work, a set of correlations for predicting the thermal resistance is developed from the experimental data as

$$\frac{Z_f}{Z_{clean}} = 366.45\tau^a x^b \delta^c, \quad (7)$$

$$\tau = \frac{T_{ai} - T_{dew}}{T_{ai} - T_{wi}}, \quad (8)$$

$$x = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_a}, \quad (9)$$

$$\delta = \frac{t}{t_{total}}, \quad (10)$$

$$a = 1.3927 + 40.3590x - 1.2777\delta, \quad (11)$$

$$b = 1.2521, \quad (12)$$

$$c = -0.3081 + 24.7480x + 0.7124\tau. \quad (13)$$

Where Z_{clean} is the thermal resistance of the heat exchanger at clean condition, T_{dew} is the dew point temperature of the inlet air, t and t_{total} are time and total

experimental time lapse (8 hr) respectively, $\dot{m}_d$ and $\dot{m}_a$ are mass flow rate of dust and air respectively.

Fig. 7 shows the predicted thermal resistance ratio and 80 % of the experimental data could be fitted by the correlation within 20 % error.

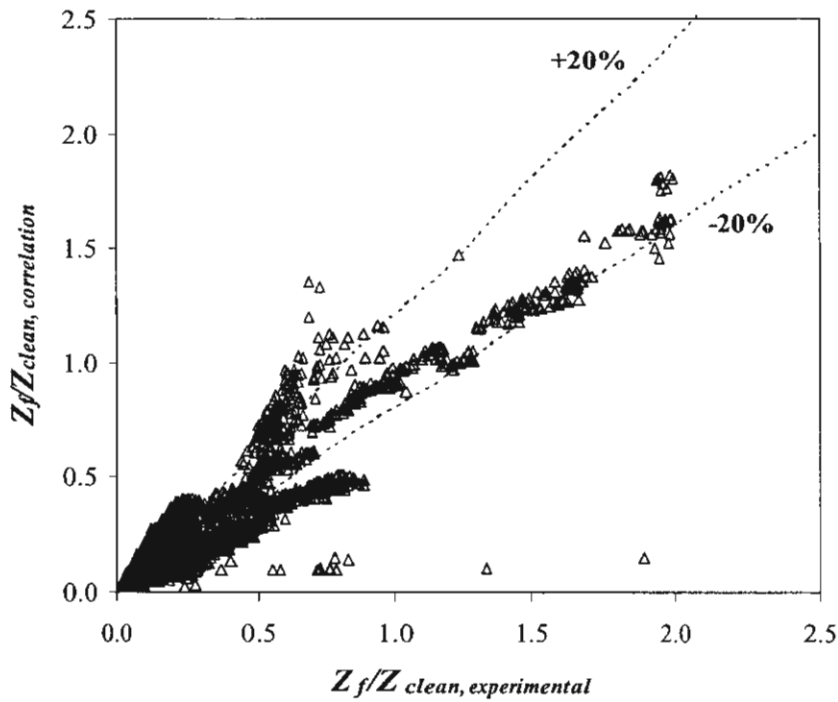


Fig. 7 The comparison of thermal resistance ratio from experimental and correlation.

Conclusion

From this experiment, it can be concluded that the fouling of finned tube heat exchanger under dehumidifying condition is depended on the air-dust content and the inlet temperature of air stream. The forming of foulant is mostly on the front part of finned tube

The developed empirical model could be used to predict the thermal resistance due to the fouling and the results agree quite well with the experimental data.

Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the financial support provided by the Thailand research fund for carry out this research.

References

1. Kern, D.Q. and R.E. Seaton, 1959. A theoretical analysis of thermal surface fouling. Brit. Chemical Engineering, 4 : 258.
2. Kim, Y.J. and S.S. Kim, 1992. Experimental study of particle deposition onto a circular cylinder in high-temperature particle laden flows. Experimental Thermal and Fluid Sciences, 5 : 116-123.
3. Kaiser S., D. Antonijevic and E. Tsotsas, 2002. Formation of fouling layers on a heat exchanger element exposed to warm, humid and solid loaded air stream. Experimental Thermal and Fluid Sciences, 26 : 291-297.
4. Abd-Elhady M.S., C.C.M. Rindt, J.G. Wijers, A.A.V. Steenhoven, E.A. Bramer and T.H.V.D. Meer, 2004. Minimum gas speed in heat exchangers to avoid particulate fouling. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 47 : 3943-3955.
5. Bouris D. and G. Bergeles, 1997. Numerical calculation of the effect of deposit formation on heat-exchanger efficiency. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 40 : 4073-4084.

6. Bouris D., G. Papadakis and G. Bergeles, 2001. Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles. J. Heat & Fluid Flow, 22 : 525-536.
7. Gnielinski V., 1976. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chemical Engineering, 16 : 359-368.
8. Gudmundsson J.S. and T.R. Bott, 1979. Deposition of silica from geothermal waters on heat transfer surfaces. Desalination, 28 : 125-145.

Nomenclature

A	Area (m^2)
A_i	Internal area of tube (m^2)
A_o	External area of tube (m^2)
Cp_w	Specific heat of water (J/kgK)
d_i	Inner diameter of tube (m)
d_o	Outer diameter of tube (m)
h_i	Tube-side heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\text{K}$)
k	Thermal conductivity of tube material (W/mK)
L	Total tube length (m)
$\dot{m}_a$	Mass flow rate of air (kg/s)
$\dot{m}_d$	Mass flow rate of dust (kg/s)
$\dot{m}_w$	Mass flow rate of water (kg/s)
Q	Heat transfer rate of a heat exchanger (W)
t	Time (hr)

T_a	Bulk temperature of air (°C)
T_{ai}	Inlet temperature of air (°C)
T_{dew}	Dew point temperature of air (°C)
T_w	Bulk temperature of water (°C)
T_{wi}	Inlet temperature of water (°C)
T_{wo}	Outlet temperature of water (°C)
U	Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
x	Ratio of air-dust mixture
Z_a	Asymptotic thermal resistance due to fouling (K/W)
Z_{clean}	Thermal resistance of clean heat exchanger (K/W)
Z_f	Thermal resistance due to fouling (K/W)
Z_o	Air-side thermal resistance (K/W)
δ	Dimensionless term of time
τ	Dimensionless term of temperature

Thermal Behavior of Spiral Fin-and-tube Heat Exchanger Having Fly Ash Deposit

Atipoang Nuntaphan

Thermal Technology Research Laboratory
Mae Moh Training Center, Electricity Generating Authority of Thailand
Mae Moh, Lampang 52220, Thailand

Tanongkiat Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University
Chiang Mai 50200, Thailand

ABSTRACT

This research investigated the effect of fly ash deposit on thermal performance of a cross flow heat exchanger having a set of spiral finned-tubes as heat transfer surface. A stream of warm air having high content of fly ash is exchanging heat with a cool water stream in the tubes. In this study, the temperature of the heat exchanger surface is lower than the dew point temperature of air, thus there is condensation of moisture in the air stream on the heat exchanger surface. The affecting parameters such as the fin spacing, the air mass flow rate, the fly ash mass flow rate and the inlet temperature of warm air are varied while the volume flow rate and the inlet temperature of the cold water stream are kept constant at 10 l/min and 5 °C, respectively.

From the experiment, it is found that the thermal resistance due to the fouling increases with time. Moreover, the deposit of fly-ash on the heat transfer surface is strongly depending on the fin spacing, the air-ash ratio and the amount of condensate on the heat exchanger surface. The empirical model for evaluating the thermal resistance is also developed in this work and the simulated results agree well with those of the measured data.

Keywords: Particulate Fouling, Heat exchanger testing, Thermal resistance

Submitted to Experimental Thermal and Fluid Science

Corresponding Author

Dr. Atipoang Nuntaphan

Thermal Technology Research Laboratory

Mae Moh Training Center,

Electricity Generating Authority of Thailand

Mae Moh, Lampang 52220, Thailand

Tel: 6654-256932

Fax: 6654-256938

Email: atipoang.n@egat.co.th

1. INTRODUCTION

The main equipment for recovering heat from waste heat is heat exchanger and the cross-flow heat exchanger type is commonly used in case of recovering waste heat from flue gas. Normally, this kind of heat exchanger faces with the particulate from flue gas which usually deposits on the heat transfer surface. Because of the low thermal conductivity of the fouling then the thermal performance of heat exchanger is reduced.

The fouling phenomena of the heat transfer surface have been studied by many researchers and there are some developed correlations for predicting the thermal resistance due to the fouling. One well-known model was developed by Kern and Seaton [1]. This model verified the asymptotic behavior of the deposit formation on the heat transfer surface. Kaiser et al [2] took some experiments for studying the formation of fouling layers on cylindrical tube under warm, humid and solid loaded air. Kim and Kim [3] studied the particulate fouling on the circular cylinder under the conditions of high temperature and laminar cross flow. Abd-Elhady et al [4] investigated the influence of gas velocity in the heat exchanger to avoid the particulate fouling. Bouris and Bergeles [5] and Bouris et al [6] used the numerical method for calculating the efficiency of heat exchanger under fouling and evaluated the effect of tube configuration on the particulate fouling.

In case of the heat exchanger for recovering heat from the high particulate flue gas, the cross-flow heat exchanger using bare tube bundle is commonly selected. But in some conditions such as a space limit where the bare tube unit is not compact enough thus the fin-and-tube type has to be used instead. The fouling could be easily formed on the fin-and-tube but this problem is alleviated by scheduling the proper time for

cleaning. However, very few heat transfer data about the particulate fouling on the fin-and-tube surface have been presented.

The objective of this work is to investigate the thermal performance of fin-and-tube surface with particulate fouling. In this work, the spiral fin-and-tube is selected because it is commonly used in industry. The fouling comes from lignite fly ash with air dehumidifying condition. The result of this work can be applied for recovering heat from flue gas of coal-fired furnace.

2. EXPERIMENTAL SET-UP

The schematic sketch of the experimental apparatus is shown in Fig.1. In this study, a set of cross-flow heat exchangers using spiral finned tube is tested. The dimensions and its arrangement are given in Table 1 and Fig.2.

In this experiment, the ambient air is fed by a 1.5 kW centrifugal air blower in a wind tunnel through an electric heater for generating hot air stream. The temperature of hot air stream is controlled by a temperature controller and the temperature is not over 60°C which is similar to that leaving a flue gas desulfurization unit. The hot air is mixed with lignite fly-ash fed from a dust feeder. The diameter of fly-ash using in this experiment is lower than 20 μm . The air-dust mixture is flowing through the tube bank in the test section and exchanging heat with cold water circulated inside the tubes. In this work, the volume flow rate and the inlet temperature of the cold water are kept constant at 10 l/min and 5 °C respectively

The inlet and the outlet temperatures of the air-dust mixture and the water are measured by a set of K-type thermocouples with an accuracy of ± 0.1 °C. The mass flow rate of the air stream is measured by a hot wire anemometer with an accuracy of

± 0.01 m/s. An accurate flow meter is used for measuring the water flow rate with an accuracy of ± 0.1 l/min. The testing conditions are shown in Table 2. Note that, the air-side surface temperature of the fin-and-tube is lower than the dew point temperature of air stream. Therefore, condensation of water vapor in the air also occurs on the spiral fin-and-tube surface. This condition will promote the fouling of fly-ash on the heat transfer surface.

3. DATA REDUCTION

In this research, the effect of fly-ash deposit on the heat exchanger performance is studied via the thermal resistance of fouling. The following is the method for finding the thermal resistance due to fouling of lignite fly under air dehumidifying condition.

The heat transfer rate of a heat exchanger (Q) can be calculated from the water side as

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wo} - T_{wi}). \quad (1)$$

Where $\dot{m}_w$ is the mass flow rate of water, T_{wi}, T_{wo} are the inlet and outlet temperatures of water, and C_{p_w} is the specific heat of water.

The heat transfer rate of the heat exchanger can also be calculated from the bulk temperature difference of both fluids as

$$Q = (UA)(T_a - T_w). \quad (2)$$

Where U and A are overall heat transfer coefficient and area of the heat exchanger. T_a and T_w are bulk temperatures of the air-dust mixture and the water, respectively.

The total thermal resistance, $1/UA$, can be evaluated from Eq. (1) and (2) when all the fluid temperatures and the water flow rate are measured. The total thermal resistance can also be calculated by

$$\frac{1}{UA} = Z_o + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_i A_i} + Z_f. \quad (3)$$

h_i is the tube-side heat transfer coefficient, A_i is the inner surface area of the heat exchanger, d_i and d_o are the inner and the outer tube diameters, respectively, L is the total tube length, k is the thermal conductivity of tube material, Z_o is the air-side thermal resistance, Z_f is defined as the thermal resistance due to fouling of fly ash on the external surface of heat exchanger.

The inner heat transfer coefficient can be calculated from Gnielinski correlation [7] as

$$h_i = \left(\frac{k}{d}\right)_i \frac{(Re_{Di} - 1000)Pr(f_i/2)}{1 + 12.7\sqrt{f_i/2}(Pr^{2/3} - 1)}, \quad (4)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2}, \quad (5)$$

where Re_{Di} is the tube-side Reynolds number.

The air-side thermal resistance, Z_o , can be evaluated from eqns. (2) and (3) when the heat exchanger is clean (no dust condition).

Consequently, the thermal resistance due to fouling of fly-ash can be calculated by using eqn. (3).

4. RESULTS AND DISCUSSION

The effects on thermal performance of the deposition of fly-ash on external surface of spiral fin-and-tube heat exchanger at various conditions are shown in Figs. 3-

6. In this work, the thermal effect of fouling is presented in term of a dimensionless parameter named thermal resistance ratio. This ratio is defined as thermal resistance at fouling condition divided by thermal resistance at clean or no fouling condition. Fig. 3 shows the results of fin spacing on the thermal resistance ratio. It is undoubting that the deposit of fly ash on the heat exchanger external surface is increased with time. Moreover, it is found that the thermal resistance ratio increases with the decrease of fin spacing. At the fin spacing of 2.85 mm the thermal resistance is the highest followed by that of 3.85 mm and at 6.10 mm fin spacing, the result shows the lowest deposit of fly-ash.

It is also noted that when the fin spacing is big as in the case of 6.10 mm, the dust content in the air (x) and the inlet temperature of air stream (T_{ai}) affect the deposit of fly-ash only slightly. This result is quite different from those of 2.85 and 3.85 mm fin spacings.

Actually, the deposit rate and the falling rate of fly ash at the heat transfer surface do not only depend on the dust content in the air, but it also strongly depends on the air flow rate and the surface shape of heat exchanger. In case of small fin spacing, the air flow resistance around fin-and-tube is larger than that of large fin spacing. Therefore, part of the air will bypass the tube row without effective contribution to the heat transfer [9, 10]. This phenomenon is called the bypass effect. For 6.10 mm fin spacing (large fin spacing), the air flow resistance around fin-and-tube is small, then the air flow plays an important role on pushing the fly-ash out of the surface. Therefore, in this case, the falling rate is promoted and the falling rate is nearly the same as the deposit rate which results in nearly constant fouling resistance.

For 2.85 mm fin spacing as shown in Fig. 4, it is found that the thermal resistance ratio increases with x . In this case, the air flow resistance around the fin-and-tube is higher than that of 6.10 mm. Therefore, the bypass effect generates more deposit rate than the falling rate and higher resistance ratio is obtained. However, when x is higher than 0.0073, the result shows a little bit change of thermal resistance ratio. This phenomenon may be due to the bypass of some parts of fly-ash coming along with the air flow without attaching the surface.

Fig. 5 shows the results of 3.85 mm fin spacing. Higher x value also gives higher thermal resistance. However, when the value is over 0.0162, there is a high fluctuation on the fouling resistance which comes from the unstable of the deposit and the falling rates of the fly-ash at the heat transfer surface.

Fig. 6 shows the effect of inlet temperature of air-dust mixture on thermal resistance ratio. Since the surface temperature of the heat exchanger is lower than the dew point temperature, consequently, there is condensation of moisture in the air on the heat transfer surface. For $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, lower heat rate is needed for extracting heat from the air to get condensation thus the surface of the heat exchanger is wetter than that for $T_{ai} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$. The condensate can promote the adhesion of particles on the heat transfer surface and poor heat transfer is obtained. It could be seen that, in case of $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, the deterioration of heat transfer in term of fouling resistance trends to be higher than that of $T_{ai} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, especially at high fly-ash content. Consequently, the heat exchanger having $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ has lower heat transfer rate than that of $T_{ai} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Fig. 7 shows the examples of the forming of fly-ash on 3.85 mm fin spacing heat exchanger compared with that of the clean surface (Fig. 7 a). Figs. 7 b and c show the cases of $x = 0.016$, $t = 4\text{ hr}$, $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $x = 0.016$, $t = 8\text{ hr}$, $T_{ai} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectively.

The deposit of fly-ash increases with time. When x increases as shown in Fig. 7 d ($x = 0.036$, $t = 8$ hr, $T_{ai} = 40$ °C), it is found that the forming of fly ash increases with the dust content. When the inlet air temperature is higher as given in Figs. 7 e ($x = 0.036$, $t = 8$ hr, $T_{ai} = 60$ °C) less amount of the fly-ash deposit is found.

It is noted that the depositions of fly-ash are forming from the front part of the tube following the direction of air flow (from left to right in Fig. 7). The results differ from the work of Kaiser et al [2] and Abd-Elhady et al [4] who studied the deposit of particles on cylindrical tubes. They found that, the formation of foulant is mostly at the rear part of the cylindrical probes. In the case of this study, the finned tube surface is wetted. Therefore, the attractive force between the particles and the surface is higher than that of the dry surface. Then most of the particles are attached on the front part of the finned tube.

In this research, the correlation for predicting the thermal resistance of the heat exchanger under fouling and dehumidifying conditions is also developed. Kern and Seaton [1] proposed a well known asymptotic model for evaluating the thermal resistance as

$$Z_f = Z_a(1 - e^{-\beta t}). \quad (6)$$

Z_f is thermal resistance due to fouling at a specified time, Z_a is thermal resistance at the asymptotic point, t is time and β is an empirical constant. To get the thermal resistance at the asymptotic point, a lot of experiments and time are needed. Therefore, in this work, Kern and Seaton correlation is modified as

$$\frac{Z_f}{Z_{clean}} = (1 - e^{-\beta t})^{-1} \quad (7)$$

From the experiment, the empirical constant is the function of various parameters as follows:

$$\beta = 8.5523 \times 10^{-14} \delta^{-1.2693} x^{-3.7617} \tau^a \left(\frac{f_s}{f_t} \right)^b \quad (8)$$

$$\tau = \frac{T_{ai} - T_{dew}}{T_{ai} - T_{wi}}, \quad (9)$$

$$x = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_a}, \quad (10)$$

$$\delta = \frac{t}{t_{total}}, \quad (11)$$

$$a = -5.3765 + 5.7671\delta - 0.4146 \left(\frac{f_s}{f_t} \right) - 0.32754\delta \left(\frac{f_s}{f_t} \right) \quad (12)$$

$$b = -4.1118 + 4.2367\tau + 338.0300\tau x \quad (13)$$

Where Z_{clean} is the thermal resistance of the heat exchanger at clean condition, T_{dew} is the dew point temperature of the inlet air, t and t_{total} are time and total experimental time lapse (8 hr) respectively, $\dot{m}_d$ and $\dot{m}_a$ are mass flow rate of dust and air respectively. f_s is fin spacing and f_t is fin thickness of spiral fin-and-tube.

Fig. 8 shows the predicted thermal resistance ratio and 80 % of the experimental data could be fitted by the correlation within 20 % error.

5. CONCLUSION

From this experiment, it can be concluded that the fouling of finned tube heat exchanger under dehumidifying condition is depended on the fin spacing, the air-dust content and the inlet temperature of air stream. The forming of foulant is mostly on the front part of finned surface.

The developed empirical model could be used to predict the thermal resistance due to the fouling and the results agree well with the experimental data.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the financial support provided by the Thailand Research Fund for carry out this research.

REFERENCE

1. D.Q. Kern, R.E. Seaton, A theoretical analysis of thermal surface fouling, Brit. Chemical Engineering, 4 (1959) 258.
2. S. Kaiser, D. Antonijevic, E. Tsotsas, Formation of fouling layers on a heat exchanger element exposed to warm, humid and solid loaded air stream, Experimental Thermal and Fluid Science, 26 (2002) 291-297.
3. Y.J. Kim, S.S. Kim, Experimental study of particle deposition onto a circular cylinder in high-temperature particle laden flows, Experimental Thermal and Fluid Science, 5 (1992) 116-123.
4. M.S. Abd-Elhady, C.C.M. Rindt, J.G. Wijers, A.A.V. Steenhoven, E.A. Bramer, T.H.V.D. Meer, Minimum gas speed in heat exchangers to avoid particulate fouling, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47 (2004) 3943-3955.
5. D. Bouris, G. Bergeles, Numerical calculation of the effect of deposit formation on heat-exchanger efficiency, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40 (1997) 4073-4084.

6. D. Bouris, G. Papadakis and G. Bergeles, Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles, *Journal of Heat & Fluid Flow*, 22 (2001) 525-536.
7. V. Gnielinski, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, 16 (1976) 359-368.
8. J.S. Gudmundsson, T.R. Bott, Deposition of silica from geothermal waters on heat transfer surfaces, *Desalination*, 28 (1979) 125-145.
9. A. Nuntaphan, T. Kiatsiriroat, C.C. Wang, Airside performance at low Reynolds number of cross flow heat exchanger using crimped spiral fins, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(1-2) (2005) 151-165.
10. A. Nuntaphan, T. Kiatsiriroat, C.C. Wang, Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification, *Applied Thermal Engineering*, 25(2-3) (2005) 327-340.

NOMENCLATURE

A	Area (m^2)
A_i	Internal area of tube (m^2)
A_o	External area of tube (m^2)
Cp_w	Specific heat of water (J/kgK)
d_i	Inner diameter of tube (m)
d_o	Outer diameter of tube (m)
f_s	Fin spacing (m)
f_t	Fin thickness (m)
h_i	Tube-side heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\text{K}$)
k	Thermal conductivity of tube material (W/mK)
L	Total tube length (m)
$\dot{m}_a$	Mass flow rate of air (kg/s)
$\dot{m}_d$	Mass flow rate of dust (kg/s)
$\dot{m}_w$	Mass flow rate of water (kg/s)
Q	Heat transfer rate of a heat exchanger (W)
t	Time (hr)
T_a	Bulk temperature of air ($^{\circ}\text{C}$)
T_{ai}	Inlet temperature of air ($^{\circ}\text{C}$)
T_{dew}	Dew point temperature of air ($^{\circ}\text{C}$)
T_w	Bulk temperature of water ($^{\circ}\text{C}$)
T_{wi}	Inlet temperature of water ($^{\circ}\text{C}$)

T_{wo}	Outlet temperature of water (°C)
U	Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
x	Ratio of air-dust mixture
Z_a	Asymptotic thermal resistance due to fouling (K/W)
Z_{clean}	Thermal resistance of clean heat exchanger (K/W)
Z_f	Thermal resistance due to fouling (K/W)
Z_o	Air-side thermal resistance (K/W)
β	Parameter
δ	Dimensionless term of time
τ	Dimensionless term of temperature

CAPTION OF FIGURES AND TABLES

Fig. 1. Schematic sketch of the experimental setup.

Fig. 2 Geometrical sketch of the spiral fin-and-tube and its arrangement.

Fig. 3 Effect of fin spacing on the thermal resistance due to fouling.

Fig. 4 Thermal resistant ratio of 2.85 mm fin spacing at various x ratio.

Fig. 5 Thermal resistant ratio of 3.85 mm fin spacing at various x ratio.

Fig. 6 Thermal resistant ratio at various inlet temperatures.

Fig. 7 Fouling from fly ash on heat exchanger surface at various conditions.

Fig. 8 The comparison of thermal resistance ratio from experimental and correlation.

Table 1 Geometrical parameters of the heat exchanger.

Table 2 Testing conditions.

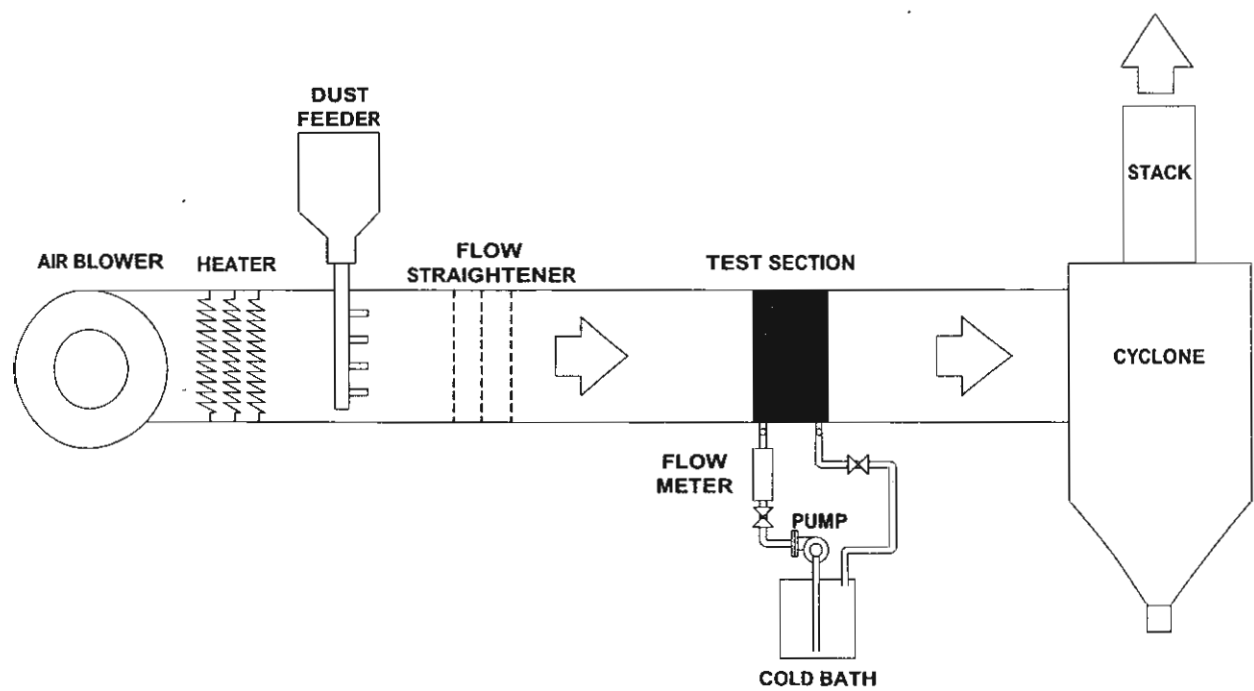


Fig. 1 Schematic sketch of the experimental setup.

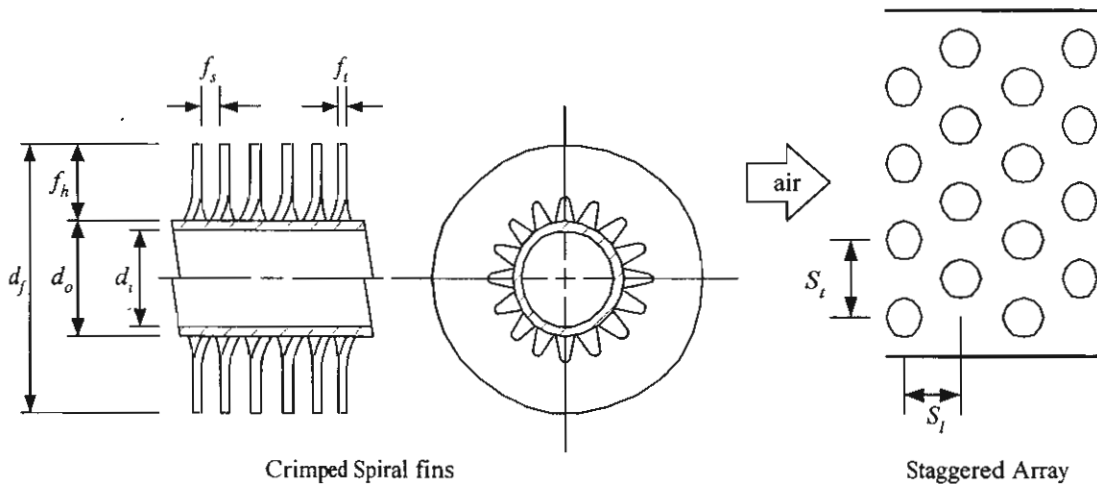


Fig. 2 Geometrical sketch of the spiral fin-and-tube and its arrangement.

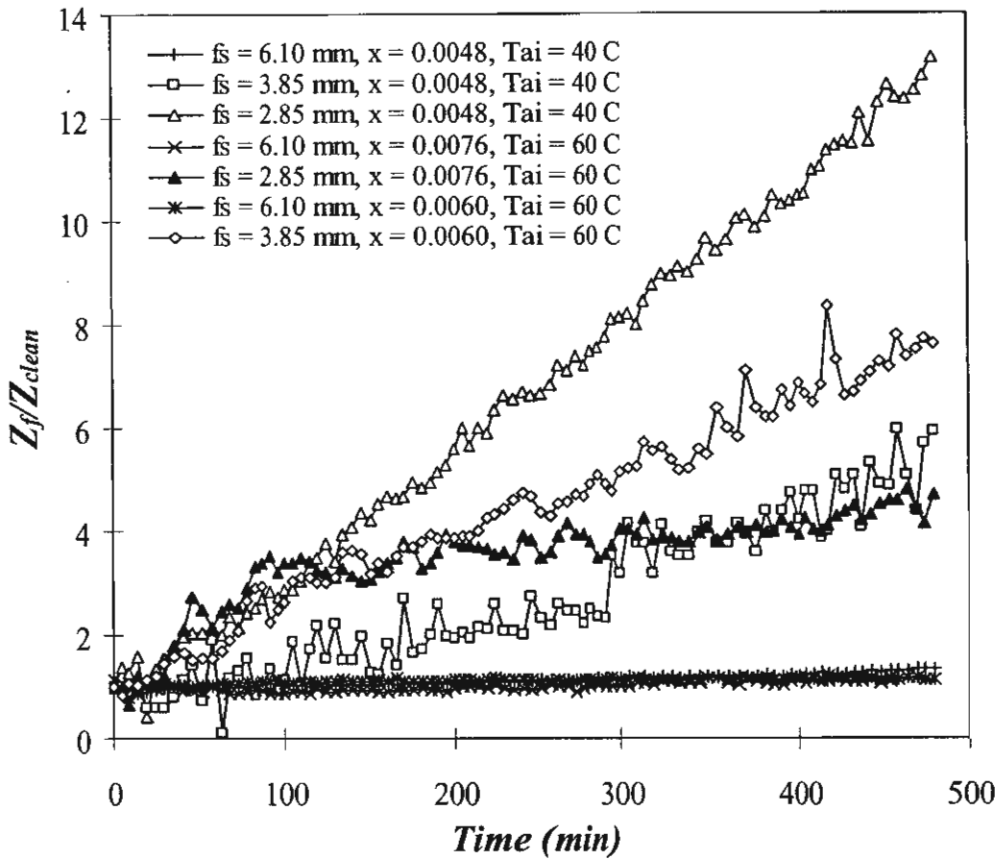


Fig. 3 Effect of fin spacing on the thermal resistance due to fouling.

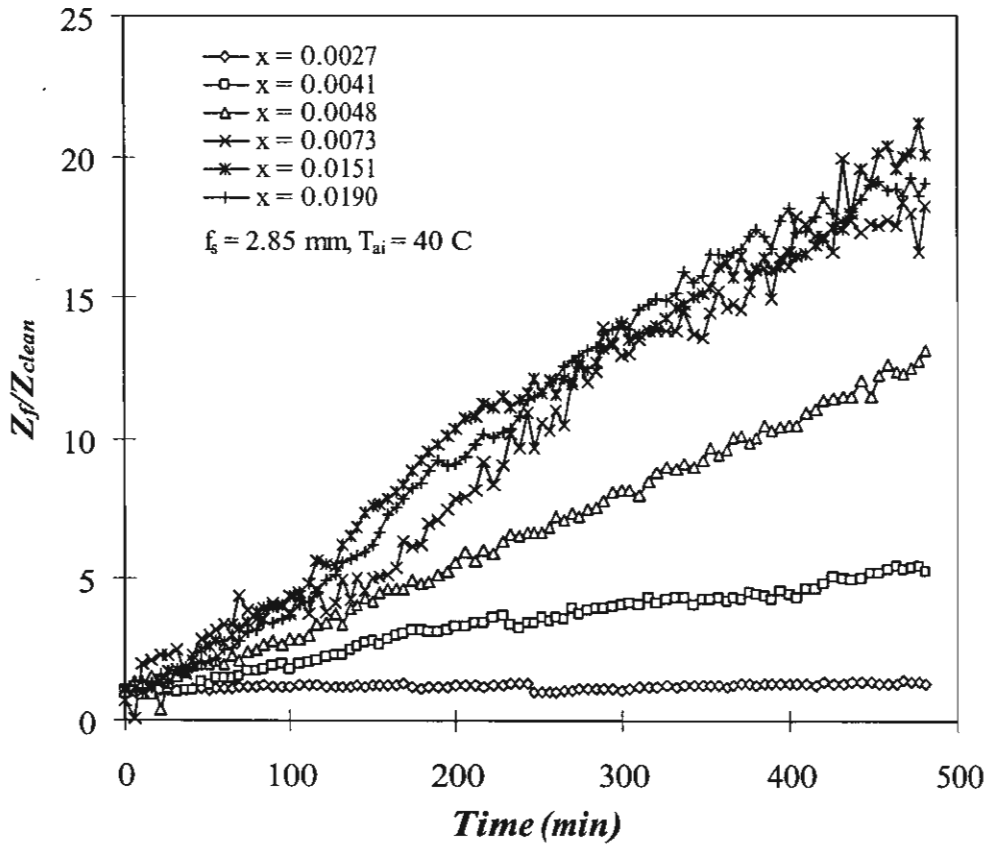


Fig. 4 Thermal resistance ratio of 2.85 mm fin spacing at various x ratio.

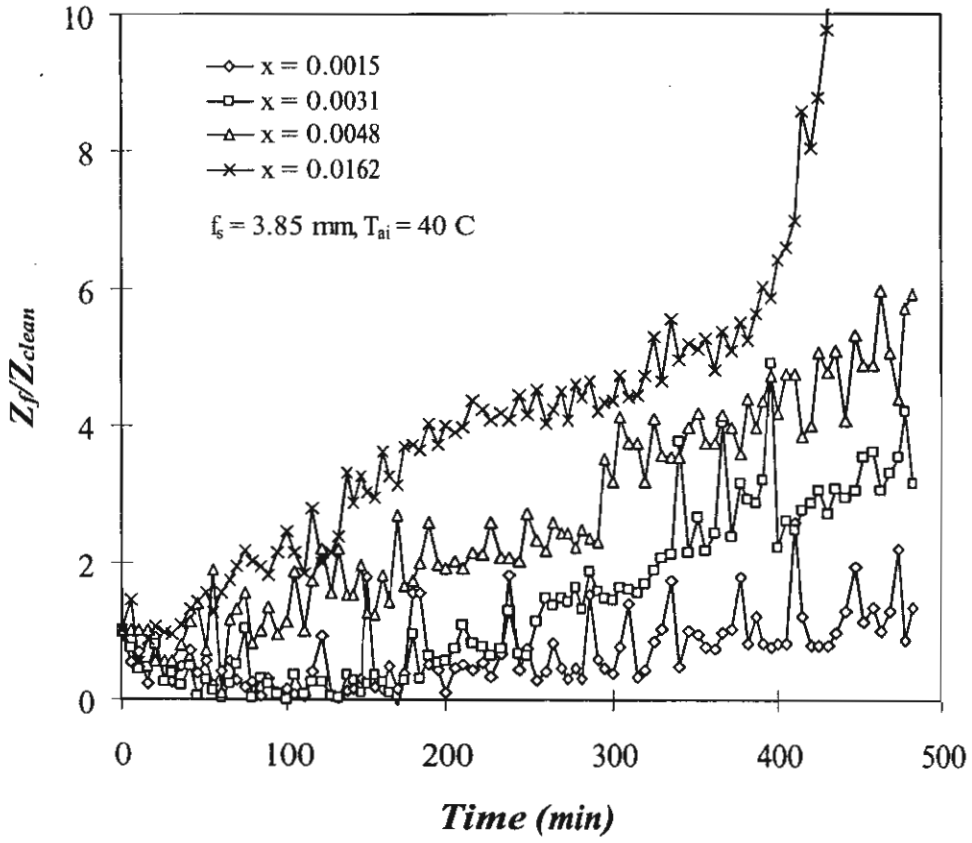


Fig. 5 Thermal resistance ratio of 3.85 mm fin spacing at various x ratio.

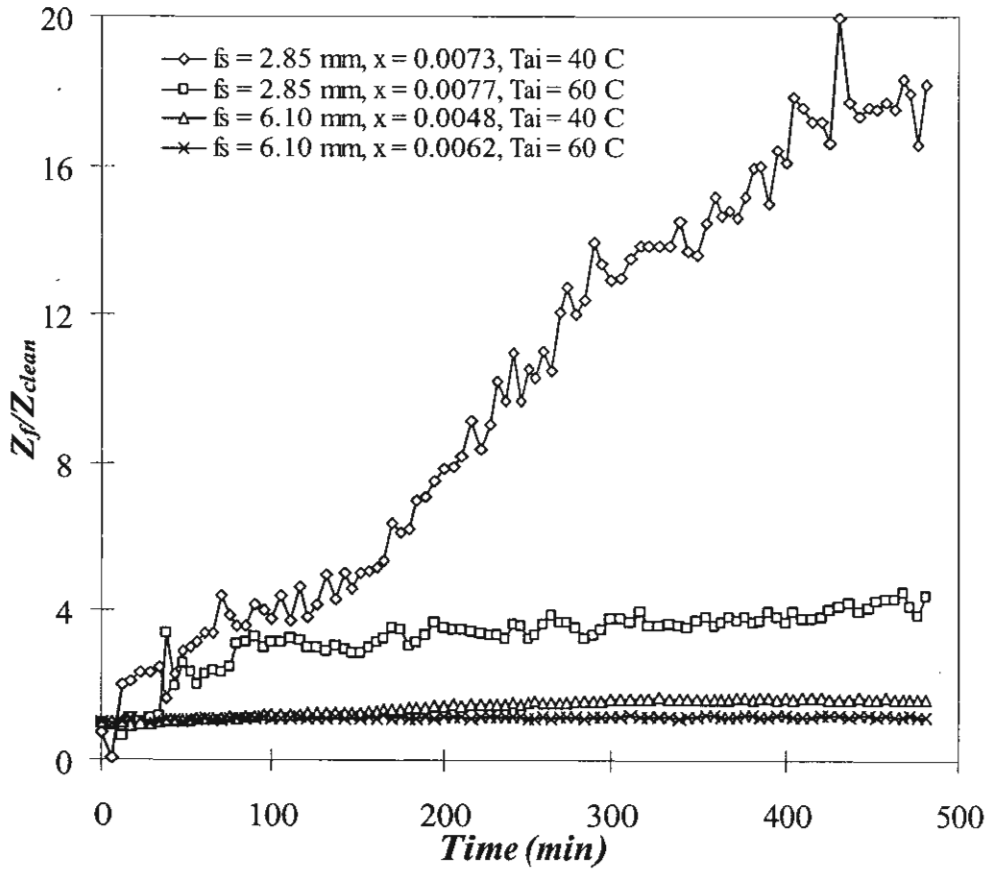
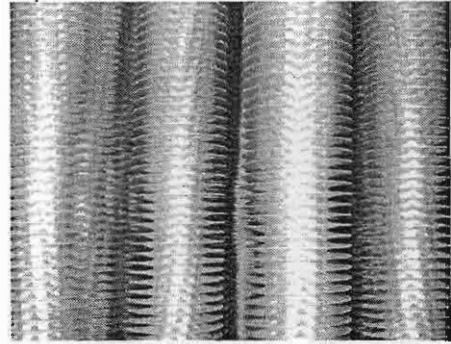
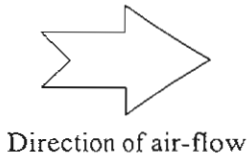
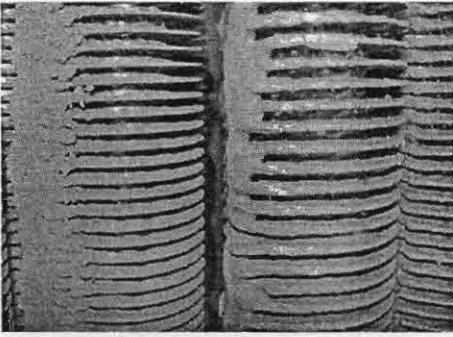


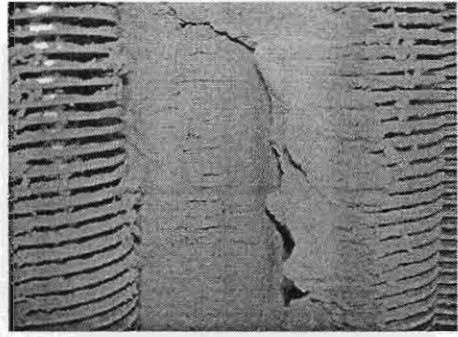
Fig. 6 Thermal resistance ratio at various inlet temperatures.



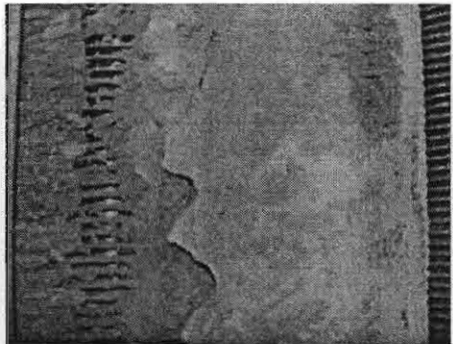
a. Clean surface heat exchanger



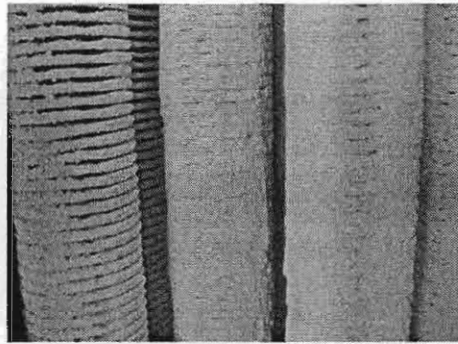
b. $x = 0.016, t = 4 \text{ hr}, T_{ai} = 40^\circ\text{C}$



c. $x = 0.016, t = 8 \text{ hr}, T_{ai} = 40^\circ\text{C}$



d. $x = 0.036, t = 8 \text{ hr}, T_{ai} = 40^\circ\text{C}$



e. $x = 0.036, t = 8 \text{ hr}, T_{ai} = 60^\circ\text{C}$

Fig. 7 Fouling from fly ash on heat exchanger surface at various conditions.

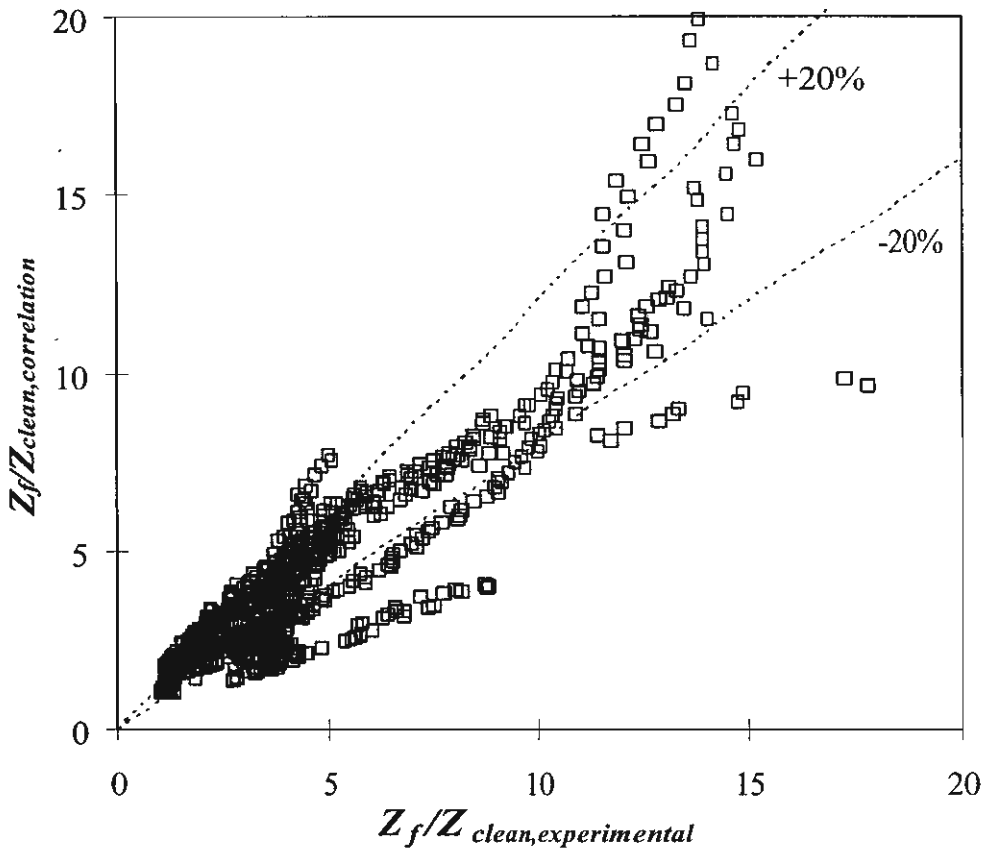


Fig. 8 Comparison of thermal resistance ratio from the experiments and the correlation.

Table 1 Geometrical parameters of the heat exchanger.

Item	Detail
Type of heat exchanger	Cross flow
Number of row	4
Number of tube in each row	8
Tube outer diameter	2.17 cm
Tube length	45.0 cm
Tube thickness	2.6 mm
Tube arrangement	Staggered
Transverse tube pitch	5.56 cm
Longitudinal tube pitch	4.82 cm
Type of fin	Spiral
Fin height	10.0 mm
Fin spacing	2.85, 3.85, 6.10 mm
Fin thickness	0.40 mm

Table 2 Testing conditions.

Item	Detail
Mass flow rate of air	0.14 – 0.26 kg/s
Mass flow rate of fly ash	0 – 0.006 kg/s
Volume flow rate of water	10 l/min
Inlet temperature of air-dust mixture	40, 60 °C
Inlet temperature of water	5 °C
Testing interval	8 hr

สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้บรรยากาศของ
ฝุ่นเขม่าไอเสียโดยมีการควบแน่นของไอน้ำ

**Performance Analysis of Cross Flow Heat Exchanger Operating in the Atmosphere of
Flue Gas Particulate with Vapor Condensation**

อติพงศ์ นันทพันธุ์

กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ บริษัท กฟผ. จำกัด (มหาชน)

อ. แม่เมาะ จ. ลำปาง 52220

โทร. 05-425-6932 โทรสาร 05-425-6938 email: atipoang.n@egat.co.th

ทณงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ อ. เมือง จ. เชียงใหม่ 50200

โทร. 05-394-4144 โทรสาร 05-394-4145 email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้สภาวะที่มีฝุ่น
เขม่าจากการเผาไหม้ โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้
ของน้ำมันเชื้อเพลิงกับน้ำเย็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางประกอบด้วยท่อติดครีบบนแบบเกลียว จำนวน 3
แถว แถวละ 8 ท่อ จัดเรียงแบบสลับกัน และในงานวิจัยนี้ได้ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ คือเครื่อง
แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อติดครีบบนแบบเกลียวซึ่งมีระยะห่างระหว่างครีบท่อกับ 2.85 และ 6.10 mm

ในการทดสอบ แก๊สไอเสียร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 200°C อัตราการไหลเชิงมวลเท่ากับ
 0.35 kg/s จะไหลผ่านพื้นผิวภายนอกของกลุ่มท่อ และถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำอุณหภูมิประมาณ 25°C อัตราการไหล 0.15
 kg/s ซึ่งไหลผ่านด้านในท่อ โดยในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบจะใช้เวลา 750 hr และระหว่างการ
ทดสอบจะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบางส่วนบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดสอบพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชุดมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา และมีแนวโน้มลดลงเมื่อเวลาเพิ่มขึ้น ในขณะที่เดียวกัน พบว่าความดันตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นตามระยะเวลาที่ทดสอบด้วย ทั้งนี้เนื่องจากการสะสมตัวของคราบเขม่าบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั่นเอง นอกจากนี้ยังพบว่าระยะห่างของครีบบีผลต่อการสะสมตัวของเขม่า โดยครีบบีที่มีระยะห่าง 2.85 mm จะมีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากสิ่งสกปรกที่เกาะอยู่บนพื้นผิวสูงกว่าครีบบีที่มีระยะห่าง 6.10 mm

งานวิจัยนี้ ได้พัฒนาโมเดลเพื่อคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากสิ่งสกปรก โดยเป็นฟังก์ชันของเวลา ซึ่งโมเดลดังกล่าวพัฒนามาจาก โมเดลของ Kern and Seaton

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การทดสอบสมรรถนะ, ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากสิ่งสกปรก

Abstract

Performance testing of a cross flow heat exchanger operating under the atmosphere of flue gas particulate from combustion is carried out in this work. This heat exchanger exchanges heat between flue gas from the oil combustion and cold water. The heat exchanger composes of spiral finned tube bank having 3 rows and 8 tubes per row with staggered arrangement. The fin spacing considered are 2.85 and 6.10 mm.

In this experiment, the 200°C flue gas from combustion having 0.35 kg/s mass flow rate flows along outside surface of the heat exchanger and transfers heat to the 25°C cooling water having 0.15 kg/s mass flow rate flowing in the tube side. Each experiment uses 750 hr for testing. During the testing, part of flue gas condenses on the heat transfer surface.

From the experiment, it is found that the heat transfer rate of both heat exchangers trend to decrease with time while the airside pressure drop increases. These results come from the fouling on the heat transfer surface. Moreover, it is found that, the heat exchanger having 2.85 mm fin spacing has higher fouling resistance than that of 6.10 mm fin spacing.

In this work, model for calculating the fouling resistance is also developed to be the function of time. The model is developed from model of Kern and Seaton and the results agree quite well with the experimental data.

Keywords : Heat exchanger, Performance testing, Fouling resistance

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมมีหลายประเภท อาทิเช่นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (Cross Flow Heat Exchanger) ซึ่งนิยมใช้ในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว สามารถสร้างขึ้นได้ง่าย และมีความทนทานสูง ตลอดจนมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดี

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กล่าวมาข้างต้น จะมีส่วนประกอบหลักคือ ท่อติดครีป (Finned Tube) เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ลักษณะของท่อติดครีปที่ใช้ในการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ มักจะนิยมใช้ท่อติดครีปแบบเกลียว (Spiral Finned Tube) ซึ่งแสดงดัง Figure 1

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง สิ่งที่ต้องทราบประการแรกคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวของท่อ ทั้งนี้ค่าดังกล่าวจะเป็นตัวควบคุมการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันผู้ออกแบบจำเป็นต้องทราบค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ร้อนดังกล่าวด้วย เพื่อใช้ในการออกแบบระบบควบคุมการไหลของอากาศที่เข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อน ในอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายๆ ท่านได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ (Correlation) เพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับกลุ่มท่อติดครีป และความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง เช่น สมการของ Briggs and Young (1963) Robinson and Briggs (1966) Rabas et al. (1981) และ Nuntaphan et al. (2005a,2005b) แต่อย่างไรก็ตาม สมการดังกล่าวได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระดับห้องปฏิบัติการ ภายใต้สภาพอากาศที่สะอาด ซึ่งแตกต่างจากสภาพที่ใช้งานจริงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้สภาพที่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้มาก ซึ่งส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดต่ำลง และค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น

จากอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายท่าน ได้ศึกษาอิทธิพลของการก่อตัวของคราบเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ขวัญชัย ไกรทอง (2541) และประชา ชื่นยกุล (2542) ได้ศึกษาการก่อตัวของคราบเขม่าที่ได้จากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิงบนพื้นผิวของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไฮฟอน รวมทั้งได้ศึกษาการกัดกร่อนเนื่องจากสิ่งสกปรกบนผิวท่อ เชิดชัย วิชา (2543) ได้ศึกษาการสะสมตัวของเถ้าถ่านในคั่นแผงไอคอง (Superheated) ภายในหม้อไอน้ำของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ โดยอาศัยรูปแบบของการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความหนาของเถ้าเพื่อกำหนดรูปแบบที่เหมาะสมของการใช้เครื่องเป่าเถ้า

Polley et al. (2002) ได้เสนอวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) ที่ใช้ในโรงกลั่นน้ำมัน โดยได้พิจารณาถึงปัจจัยของสิ่งสกปรก (Fouling) ที่เกิดจากน้ำมันดิบที่มาแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจากการวิจัยดังกล่าวนำไปสู่การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม และนอกจากนี้ยังได้แสดงให้เห็นถึงค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นในกรณีของการออกแบบวิธีการดั้งเดิมโดยใช้เทคนิคของแฟคเตอร์ของสิ่งสกปรก

(Fouling Factor) ซึ่งงานวิจัยของ Polley et al. (2002) ได้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Hesselgreaves (2002) ซึ่งได้เสนอวิธีการแบบใหม่ในการการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของสิ่งสกปรก (Fouling Resistance) ซึ่งเกาะตัวอยู่บริเวณท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และวิธีการดังกล่าวใช้ได้ผลกับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทเปลือกและท่อ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Heat Exchanger)

Bouris et al. (2001) ได้ใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข เพื่อหารูปแบบของลักษณะของการจัดเรียงท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่เหมาะสม ซึ่งใช้ในโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิง และสามารถลดการเกาะตัวของสิ่งสกปรกได้มากที่สุด โดยได้ทำการศึกษารูปแบบการจัดเรียงท่อแบบวงรี (Elliptic-shape) และแบบไม่สมมาตร (Asymmetric-shape) เทียบกับการจัดเรียงท่อในแนวเดียวกัน (Inline) พบว่าลักษณะการจัดเรียงแบบวงรีมีการสะสมตัวของสิ่งสกปรกน้อยที่สุด

จากการศึกษาผลงานวิจัยที่ผ่านมาข้างต้น พบว่างานวิจัยส่วนใหญ่ที่เกี่ยวข้องกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้ฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้นั้น ส่วนใหญ่แล้วเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะทำงานภายใต้สภาวะแห้ง (Dry Condition) กล่าวคือ ไม่มีการควบแน่นของแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะดังกล่าว จะก่อให้เกิดการกัดกร่อน (Corrosion) ของพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่ากรณีสภาวะเปียก (Wet Condition) ซึ่งจะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบางส่วนบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตาม การใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนบางลักษณะมีความจำเป็นจะต้องทำงานภายใต้สภาวะเปียกดังกล่าว ซึ่งข้อมูลของสมรรถนะและการสะสมตัวของสิ่งสกปรกบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สภาวะดังกล่าวยังไม่ชัดเจนนัก

จากประเด็นดังกล่าวข้างต้น ผู้วิจัยจึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาถึง สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ท่อครีบบแบบเกลียว ซึ่งทำงานภายใต้สภาพอากาศที่มีฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้ และเกิดการควบแน่นแก๊สไอเสียบางส่วนที่ได้จากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากข้อมูลงานวิจัยในเรื่องดังกล่าวค่อนข้างน้อย และผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะเป็นประโยชน์อย่างสูง ต่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับสภาพการใช้งานจริง ตลอดจนสามารถใช้เป็นแนวทางในการบำรุงรักษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกหนทางหนึ่ง

2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

อุปกรณ์หลักในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ไหลตามขวาง ภายใต้สภาวะฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้คือ อุโมงค์ลมซึ่งแสดงดัง Figure 2 โดยมีหลักการทำงานคือพัดลม (Blower) จะดูดลมผ่านชุด Standard Nozzle ซึ่งมีหน้าที่วัดความเร็วลม และจะเป่าลมดังกล่าวผ่านชุดให้ความร้อนซึ่งประกอบด้วยหัวเผา (Burner) โดยใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง และชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ เพื่อสร้างอากาศที่มีอุณหภูมิสูง อากาศร้อนซึ่งประกอบด้วยฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้จะไหลผ่านกลุ่มท่อที่ต้องการทดสอบ ในขณะเดียวกันเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้จะเริ่มสะสมตัวบนพื้นผิวของท่อครีบบ และจะมีปริมาณเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ จนถึงระดับหนึ่ง ในการระบายความร้อนจากกลุ่มท่อจะใช้น้ำเย็นไหลผ่านในท่อเพื่อรับความร้อนจะทำการวัดอุณหภูมิของอากาศร้อนและอุณหภูมิของน้ำที่ด้านเข้าและออกกลุ่มท่อ ตลอดจนค่าความดันอากาศตกคร่อมกลุ่มท่อ และอัตราการไหลของอากาศและเพื่อนำค่าเหล่านี้มาคำนวณสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ระยะเวลาต่างๆ อนึ่งขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทดสอบแสดงดัง Table 1 และลักษณะของท่อครีบบและการจัดเรียงท่อแสดงดัง Figure 3

จากข้อมูลดัง Table 1 จะเห็นได้ว่างานวิจัยนี้จะทดสอบเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบ กล่าวคือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อคิกคริบที่มีระยะห่างระหว่างคริบ 2.85 mm และ 6.10 mm โดยในการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกนำมาติดตั้งในอุโมงค์ลม แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนที่ไหลผ่านพื้นผิวภายนอกของท่อ กับน้ำเย็นซึ่งไหลเวียนผ่านทางด้านในท่อ โดยสภาวะที่ใช้ทดสอบแสดงดัง Table 2

ในการทดสอบจะทำการวัดค่าอุณหภูมิด้านเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งในส่วนของแก๊สไอเสีย และน้ำหล่อเย็นโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (K-type Thermocouple) รวมทั้งวัดค่าอัตราการไหลของน้ำและแก๊สไอเสีย และค่าความดันอากาศตลอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้น ซึ่งค่าเหล่านี้จะนำมาคำนวณหาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เวลาต่างๆ หนึ่งในการณ์ที่ทำการทดสอบครบทุกๆ 250 hr. จะถอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกจากอุโมงค์ลม เพื่อสำรวจการเกาะตัวของเขม่าบนผิวท่อ ตลอดจนตัดชิ้นส่วนของคริบระบายความร้อนเพื่อไปทดสอบหาการกัดกร่อน (Corrosion) โดยใช้กล้องจุลทรรศน์กำลังขยายสูง

การศึกษาระยะสมรรถนะของเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อวิเคราะห์หาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าที่เกาะบนพื้นผิว (Fouling Resistance) จากข้อมูลการทดลองในกรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกำลังแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียและน้ำหล่อเย็นนั้นทำได้ยากมาก เนื่องจากปรากฏการณ์ของการถ่ายเทความร้อนขณะมีการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิสูงมีความซับซ้อนมาก เพื่อเป็นการแก้ปัญหาดังกล่าว ผู้วิจัยจึงใช้วิธีการนำเอาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีชั่วโมงการทดสอบเท่ากับ 0, 250, 500 และ 750 hr. มาทดสอบหาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่า โดยนำมาทดสอบในอุโมงค์ลม แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศเย็น กับน้ำร้อน ซึ่งเรียกการทดสอบแบบนี้ว่า Heating Coil โดยในการทดสอบจะอ้างอิงตามมาตรฐาน ANSI/ARI (1981,1986,1987,1989) เป็นหลัก โดยสภาวะในการทดสอบดังกล่าวแสดงดัง Table 3 หนึ่ง วิธีการคำนวณ

สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของหม้อที่เกาะบนผิวท่อ ได้แสดงไว้ในหัวข้อถัดไป

3. การคำนวณสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

เนื่องจากงานวิจัยนี้เกี่ยวข้องกับกระบวนการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นในที่นี้จะขอยกกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการดังกล่าวดังต่อไปนี้

กรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและแก๊สไอเสียร้อนในงานวิจัยนี้ สามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (1)$$

การศึกษาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากหม้อที่สะสมอยู่บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ จะนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านการทดสอบที่ระยะเวลา 0, 250, 500 และ 750 hr. มาทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากหม้อ โดยในการทดสอบจะยึดตามมาตรฐาน ANSI/ARI (1981,1986,1987,1989) โดยนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาทดสอบในอุโมงค์ลม แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศเย็น กับน้ำร้อน เพื่อลดผลกระทบจากการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการทดสอบแบบนี้เรียกว่า การทดสอบแบบ Heating Coil

กรณีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่มีฝุ่นหม้อจากการเผาไหม้เกาะติดอยู่บนพื้นผิว (ที่ 0 hr.) อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Q = \dot{m}_a C p_a (T_{ao} - T_{ai}) \quad (2)$$

$$Q = \dot{m}_w C p_w (T_{wi} - T_{wo}) \quad (3)$$

ดัชนีที่ใช้บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมใช้ในปัจจุบันคือค่าประสิทธิผล (Effectiveness) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}Cp)_{min} \Delta T_{max}} \quad (5)$$

ในการคำนวณค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยมใช้ความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ ในการคำนวณ ซึ่งในกรณีของงานวิจัยนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจัดอยู่ในประเภทไหลตามขวาง โดยมีจำนวนท่อ 3 แถว แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนซึ่งไหลภายในท่อ กับอากาศซึ่งไหลด้านนอกท่อ โดยกำหนดให้ค่า $(\dot{m}Cp)_{min}$ อยู่ด้านอากาศ สามารถแสดงความสัมพันธ์ของ $\varepsilon - NTU$ ในรูปของ

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left\{ 1 - e^{-3KC^*} \left[1 + C^* K^2 (3 - K) + \frac{3(C^*)^2 K^4}{2} \right] \right\} \quad (6)$$

$$K = 1 - e^{-NTU / 3} \quad (7)$$

$$C^* = \frac{\dot{m}_a C p_a}{\dot{m}_w C p_w} \quad (8)$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_a C p_a} \quad (9)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการศึกษาในกรณีอยู่ในสถานะ
steady state สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k_i l_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (10)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลของน้ำภายในท่อคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski (1976)

คือ

$$h_i = \left(\frac{k}{d} \right)_i \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr(f_i/2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^{-2} \quad (12)$$

จากสมการ (10) ค่า η_o นิยามว่าเป็น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงของครีปและท่อต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปและท่อในกรณีที่อุณหภูมิของครีปและท่อมีค่าเท่ากันค่า η_o คำนวณได้จาก

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (13)$$

$$A_o = A_f + A_b \quad (14)$$

$$A_o = \frac{nl\pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t + d_o f_s) \quad (15)$$

$$A_f = \frac{nl\pi}{f_s + f_t} (0.5(d_f^2 - d_o^2) + d_f f_t) \quad (16)$$

ในการวิจัยนี้ได้ประมาณพื้นที่ของท่อครีปที่ทดสอบว่ามีขนาดเท่ากับพื้นที่ของท่อครีปแบบวงกลม ค่า

ประสิทธิภาพของครีป สามารถคำนวณได้จากสมการของ Schmidt (1949) ดังนี้

$$\eta = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (17)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f f_t}} \quad (18)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (19)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (20)$$

$$X_M = \frac{S_t}{2} \quad (21)$$

$$X_L = \frac{\sqrt{(0.5S_t)^2 + (S_t)^2}}{2} \quad (22)$$

จากชุดสมการที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวภายนอกของท่อ (h_o) ได้

ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้เกาะติดอยู่บนพื้นผิวภายนอก สามารถคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าได้จาก

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k_i l_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + Z_f \quad (23)$$

อนึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะใช้ค่าที่คำนวณได้จากสภาวะสะอาด

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางภายใต้สภาวะฝุ่นเข้ามาจากการเผาไหม้แสดงดัง Figure 4 ซึ่งมีประเด็นสำคัญดังต่อไปนี้

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีปที่มีระยะห่างระหว่างครีป 2.85 mm จะมีสมรรถนะที่สูงกว่าการใช้ครีปที่มีระยะห่างระหว่างครีปเท่ากับ 6.10 mm ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่ผิวของท่อครีปที่สูงกว่า อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิดพบว่า อัตราการถ่ายเท

ความร้อนจะไม่คงที่โดยจะเพิ่มขึ้นและลดลงตลอดเวลา สภาพดังกล่าวเห็นได้ชัดเจนในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบทึ่มีระยะห่าง 2.85 mm ปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถอธิบายได้ดังนี้

ในขณะที่ทดสอบจะมีการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของท่อครีบทลอดเวลาส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง เมื่อการสะสมตัวของเขม่าเพิ่มมากขึ้น เขม่าเหล่านั้นจะหลุดล่อนลงมา เนื่องจากน้ำหนักของตัวเอง หรือถูกขับออกจากพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยน้ำและสารเคมีในแก๊สไอเสียซึ่งควบแน่นบนพื้นผิวของท่อครีบทึ่ ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอีกครั้งหนึ่ง ปรากฏการณ์ดังกล่าวเห็นได้ชัดเจนในกรณีที่ท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 2.85 mm ทั้งนี้เนื่องจากท่อครีบทึ่มีพื้นที่ผิวมาก ดังนั้นปริมาณการสะสมตัวของเขม่า และน้ำและสารเคมีที่ได้จากการเผาไหม้ที่ควบแน่นบนพื้นผิวท่อครีบทึ่เพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนมีความแปรปรวนสูง

อย่างไรก็ตาม เมื่อเวลาเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบมีแนวโน้มลดลง โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 2.85 mm ซึ่งที่ระยะเวลา 750 hr อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงประมาณ 15% ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 6.10 mm อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงประมาณ 5% ทั้งนี้เนื่องมาจากอัตราการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวของท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 2.85 mm มากกว่าท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 6.10 mm

Figures 5-6 แสดงภาพเปรียบเทียบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแบบ ที่ระยะเวลาการทดสอบต่างๆ ซึ่ง

พบว่าปริมาณการสะสมตัวของเขม่าจากการเผาไหม้เพิ่มขึ้นตามระยะเวลาที่ทดสอบ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบทึ่มีระยะห่างระหว่างครีบทึ่เท่ากับ 2.85 mm มีการสะสมตัวของเขม่าเพิ่มมากขึ้นอย่างเห็นได้ชัดตั้งแต่ระยะเวลา 500 hr เป็นต้นไป

กรณีเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อครีบบางเกลียว ซึ่งทำงานภายใต้สภาวะที่ไม่มีการ
ควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิว (ประชา ชื่นยกุล, 2542) พบว่ากรณีดังกล่าวมีการสะสมตัวของเขม่าสูงมากเมื่อเทียบกับ
กรณีการศึกษา โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ตั้งแต่ระยะเวลาทดสอบ 250 hr เป็นต้นไป โดยเขม่าที่สะสมตัวอยู่มีความหนาประมาณ 10
mm ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง ซึ่งต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีศึกษา ซึ่งในขณะ
แลกเปลี่ยนความร้อนมีการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวตลอดเวลา ส่งผลให้การสะสมตัวของเขม่าไม่สูงมากนัก โดย
มีค่าเฉลี่ยความหนาของเขม่าประมาณ 1 mm

ผลการทดสอบหาค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเขม่าที่เกาะติดบนพื้นผิวของท่อครีบบางแสดงดัง Figure
7 ซึ่งผลการคำนวณที่ได้สอดคล้องกับ Figures 5-6 กล่าวคือ ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่ามีค่าสูงขึ้น
ตามระยะเวลาที่ทดสอบ และท่อที่มีระยะห่างระหว่างครีบบางเท่ากับ 2.85 mm มีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด
เนื่องจากการสะสมตัวของเขม่าในปริมาณที่มาก

งานวิจัยนี้ยังได้สร้างโมเดลของการสะสมตัวของเขม่าบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพัฒนามาจาก
โมเดลของ Kern and Seaton [1959] ดังต่อไปนี้

$$Z_f = Z_f^* (1 - e^{-\beta t}) \quad (24)$$

จากผลการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าใน Figure 7 สามารถพัฒนาโมเดลของ
ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าสามารถคำนวณจาก

$$f_s = 2.85 \text{ mm}$$

$$Z_f = 0.1936 (1 - e^{-5 \times 10^{-5} t}) \quad (25)$$

$$f_s = 6.10 \text{ mm}$$

$$Z_f = 4.6112(1 - e^{-7 \times 10^{-7} t}) \quad (26)$$

อนึ่ง Figure 8 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่าระหว่าง

โมเดลและผลการทดลอง ซึ่งพบว่าโมเดลที่พัฒนาขึ้นใช้ทำนายผลการทดลองได้ดีในช่วง $\pm 30\%$

งานวิจัยนี้ยังได้ทำการวัดค่าความดันอากาศตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชุดที่ระยะเวลาต่างๆ ดังแสดงใน Figure 9 ซึ่งพบว่าค่าความดันอากาศตกคร่อมเพิ่มขึ้นตามระยะเวลา เนื่องมาจากการสะสมตัวของเขม่าที่เพิ่มขึ้น และท่อครีบริบที่มีระยะห่างระหว่างครีบริบเท่ากับ 2.85 mm มีค่าความดันอากาศตกคร่อมสูงที่สุด

เนื่องจากว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ทำงานภายใต้สภาวะที่เกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้บนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในทางปฏิบัติแล้ววิศวกรผู้ออกแบบมักจะหลีกเลี่ยงสภาวะดังกล่าว ซึ่งโดยปกติแล้ววิศวกรมักจะออกแบบให้อุณหภูมิด้านออกของแก๊สไอเสียจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่า $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ เสมอ เพื่อป้องกันการควบแน่นของไอระเหยต่างๆ ในแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากภาวะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการกัดกร่อนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนค่อนข้างสูง แต่อย่างไรก็ตามในบางครั้งการหลีกเลี่ยงภาวะดังกล่าวเป็นไปค่อนข้างยาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ดึงความร้อนทั้งจากหม้อไอน้ำกลับมาใช้ประโยชน์ในการอุ่นน้ำป้อน (Economizer) หรืออุ่นอากาศ (Air Preheater)

ในกรณีที่อัตราการใช้น้ำของหม้อไอน้ำไม่คงที่ ส่งผลให้อุณหภูมิแก๊สไอเสียแปรเปลี่ยนตามไปด้วย ดังนั้นมีโอกาสสูงที่จะเกิดการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งภาวะดังกล่าวจะคล้ายกับการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำลังศึกษาอยู่

ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้ทำการตรวจสอบการกัดกร่อนของพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณครีบริบระบายความร้อน ซึ่งเป็นบริเวณที่รับผลกระทบมากที่สุด โดยในงานวิจัยนี้ได้นำตัวอย่างของครีบริบระบายความร้อน

ร้อนไปตรวจสอบโดยใช้กล้องจุลทรรศน์ขนาดกำลังขยาย 200 เท่า เพื่อหาร่องรอยของการกัดกร่อนที่เกิดขึ้น ซึ่งพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการทดสอบภายใต้สภาวะการควบแน่นของไอระเหยในแก๊สไอเสียบนพื้นผิว ที่ระยะเวลาต่างๆ ยังไม่พบการกัดกร่อนอย่างเด่นชัด แต่ประเด็นดังกล่าวนี้ยังไม่สามารถสรุปลงไปได้เลยว่า การทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะดังกล่าวไม่ก่อให้เกิดการกัดกร่อน ทั้งนี้เนื่องมาจากระยะเวลาที่ใช้ทดสอบสั้นเพียงแค่ 750 hr เท่านั้น ซึ่งในเรื่องดังกล่าวนี้ จะต้องอาศัยกระบวนการวิจัยในระดับต่อไป

5. สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองที่ผ่านมาสามารถสรุปผลการวิจัยได้ในประเด็นต่างๆ ดังนี้

1. อัตราการสะสมตัวของเขม่าจะเพิ่มขึ้นตามเวลา และส่งผลให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดต่ำลง
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้สภาวะของการควบแน่นของแก๊สไอเสียบนพื้นผิว จะมีการ สะสมของเขม่าน้อยกว่ากรณีที่ไม่มีการควบแน่นของแก๊สไอเสีย
3. อัตราการสะสมตัวของเขม่าขึ้นอยู่กับระยะห่างระหว่างครีป โดยครีปที่มีระยะห่างมากอัตราการสะสมจะน้อยกว่าครีปที่มีระยะห่างน้อย
4. โมเดลของความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของ Kem and Seaton [1] สามารถนำมาประยุกต์ใช้ทำนายผลการทดลองได้ดีพอสมควร
5. ในช่วงเวลาที่ทดสอบยังไม่พบการกัดกร่อนเนื้อโลหะเนื่องจากการควบแน่นของไอระเหยในแก๊สไอเสียบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อย่างเด่นชัด

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

1. ขวัญชัย ไกรทอง, 2541. การป้องกันการก่อก้อนบนผิวภายนอกท่อของเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเทอร์โมไฮฟอนด้วย
การเคลือบอินามัล, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
2. เชิดชัย วิษา, 2543. การวิเคราะห์การสะสมของเถ้าในหม้อกำเนิดไอน้ำและการประเมินผลทางเศรษฐศาสตร์,
วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
3. ประชา ชื่นขงกุล, 2542. การศึกษาการป้องกันการก่อก้อนภายนอกของท่อเทอร์โมไฮฟอนแบบท่อครีบของ
เครื่องอุ่นน้ำป้อนโดยใช้สีเคลือบ, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
4. ANSI/ARI 410-81, 1981. Standard for Forced Circulation Air-cooling and Air-heating Coils, American
National Standard.
5. ANSI/ASHRAE 41.1, 1986. Standard Method for Temperature Measurement, American Society of Heating,
Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
6. ANSI/ASHRAE 41.2, 1987. Standard Method for Laboratory Air-flow Measurement, American Society of
Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
7. ANSI/ASHRAE 41.3, 1989. Standard Method for Pressure Measurement,” American Society of Heating,
Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.

8. Bouris, D., Papadakis, G., and Bergeles, G., 2001. Numerical Evaluation of Alternate Tube Configurations for Particle Deposition Rate Reduction in Heat Exchanger Tube Bundles, *Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(5) : 525-536.
9. Briggs, D.E., and Young, E.M., 1963. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 59(41) : 1-10.
10. Gnielinski, V., 1976. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Engng.*, 16 : 359-368.
11. Hesselgreaves, J. E., 2002. An approach to Fouling Allowances in the Design of Compact Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 22(7) : 755-762.
12. Kern, D.Q., and Seaton, R.E., 1959. A Theoretical Analysis of Thermal Surface Fouling, *Brit. Chem. Eng.*, 4 : 258.
13. Nuntaphan, A., Kiatsirirot, T., Wang, C.C., 2005a. Airside Performance at Low Reynolds Number of Cross Flow Heat Exchanger Using Crimped Spiral Fins, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(1-2) : 151-165
14. Nuntaphan, A., Kiatsirirot, T., Wang, C.C., 2005b. Heat Transfer and Friction Characteristics of Crimped Spiral Finned Heat Exchangers With Dehumidification, *Applied Thermal Engineering*, 25(2-3) : 327-340.

15. Polley, G. T., Wilson, D. I., Yeap, B. L., and Pugh, S. J., 2002. Use of Crude Oil Fouling Threshold Data in Heat Exchanger Design, Applied Thermal Engineering, 22(7) : 763-776.
16. Rabas, T.J., Eckels, P.W., and Sabatino, R.A., 1981. The Effect of Film Density on the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Low Finned Tube Banks, Chemical Engineering Communications, 10(1) : 127-147
17. Robinson, K.K., and Briggs, D.E., 1966. Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 62(64) : 117-184.
18. Schmidt, Th.E., 1949. Heat Transfer Calculation for Extended Surfaces, Refrigeration Engineering, 351-357.

รายการสัญลักษณ์

A_b	=	พื้นที่ผิวภายนอกท่อที่ไม่ถูกครีบบัง (m^2)
A_f	=	พื้นที่ผิวของครีบบัง (m^2)
A_i	=	พื้นที่ผิวภายในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
A_o	=	พื้นที่ผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
C_p	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (J/kgK)
d_f	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อครีบบัง (m)
d_i	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
d_o	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

f_h = ความสูงของครีป (m)

f_s = ระยะห่างระหว่างครีป (m)

f_t = ความหนาของครีป (m)

h_i = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อ ($\text{W/m}^2\text{K}$)

h_o = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลด้านนอกท่อ ($\text{W/m}^2\text{K}$)

k_f = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีป (W/mK)

k_t = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ (W/mK)

l = ความยาวท่อ (m)

l_t = ความยาวรวมของท่อ (m)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

n = จำนวนท่อ

NTU = Number of Transfer Unit

Pr = Prandtl Number ของการไหลภายในท่อ

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

r = รัศมีของท่อด้านนอก (m)

Re_{Di} = Reynolds Number ของการไหลภายในท่อ

S_l = ระยะห่างระหว่างแถว (m)

S_t = ระยะห่างระหว่างท่อที่อยู่ติดกันในแถวเดียวกัน (m)

t = เวลา (hr)

T = อุณหภูมิ (°C)

UA = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมพื้นที่ (W/K)

Z_f = ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากเขม่า (K/W)

Z_f^* = Asymptotic Fouling Factor

Subscript

a = อากาศ

f = แก๊สไอเสีย

i = ด้านเข้า

o = ด้านออก

w = น้ำ

Greek Symbol

β = สัมประสิทธิ์ส่วนกลับ

ε = ค่าประสิทธิผล

η_o = ประสิทธิภาพของพื้นผิว (Surface Efficiency)

η = ประสิทธิภาพของครีป (Fin Efficiency)

Table 1 Geometrical parameters of cross flow heat exchanger

Item	Sizing
1. Type of heat exchanger	Cross flow
2. Type of finned tube	Spiral finned tube
3. Number of tube row (n_r)	3
4. Number of tube in row (n_l)	8
5. Tube arrangement	Staggered
6. Tube length (l)	45 cm.
7. Outside diameter of tube (d_o)	21.7 mm.
8. Inside diameter of tube (d_i)	16.5 mm.
9. Transverse tube pitch (S_t)	55.6 mm.
10. Longitudinal tube pitch (S_l)	48.2 mm.
11. Fin height (f_h)	10 mm.
12. Fin thickness (f_t)	0.4 mm.
13. Fin spacing (f_s)	2.85 mm., 6.10 mm.
14. Material	Steel

Table 2 Testing conditions

Item	Value
1. Inlet temperature of flue gas (T_{fi})	200 °C
2. Inlet temperature of cooling water (T_{wi})	27 °C
3. Mass flow rate of flue gas ($\dot{m}_f$)	0.3 kg/s
4. Mass flow rate of cooling water ($\dot{m}_w$)	9 l/min
5. Testing interval (t)	750 hr

Table 3 Testing condition for heating coil

Item	Value
1. Inlet temperature of air (T_{ai})	30 °C
2. Inlet temperature of hot water (T_{wi})	70 °C
3. Mass flow rate of air ($\dot{m}_a$)	0.1-0.4 kg/s
4. Mass flow rate of hot water ($\dot{m}_w$)	10 l/min

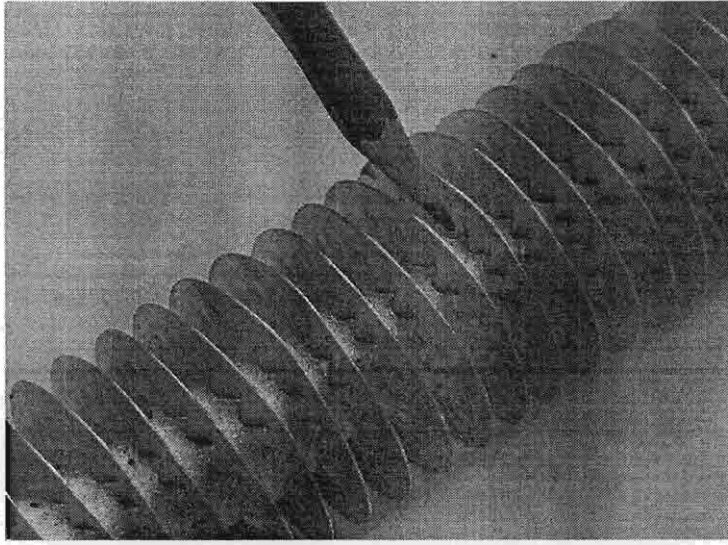


Figure 1 Spiral finned tube

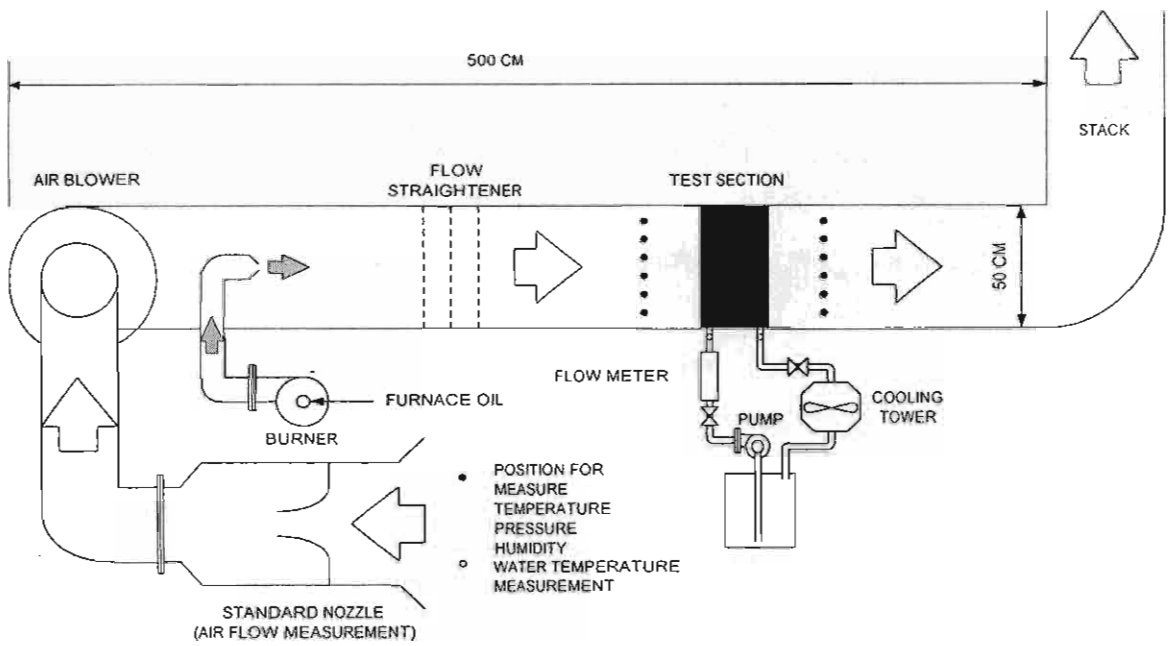


Figure 2 The experimental Apparatus

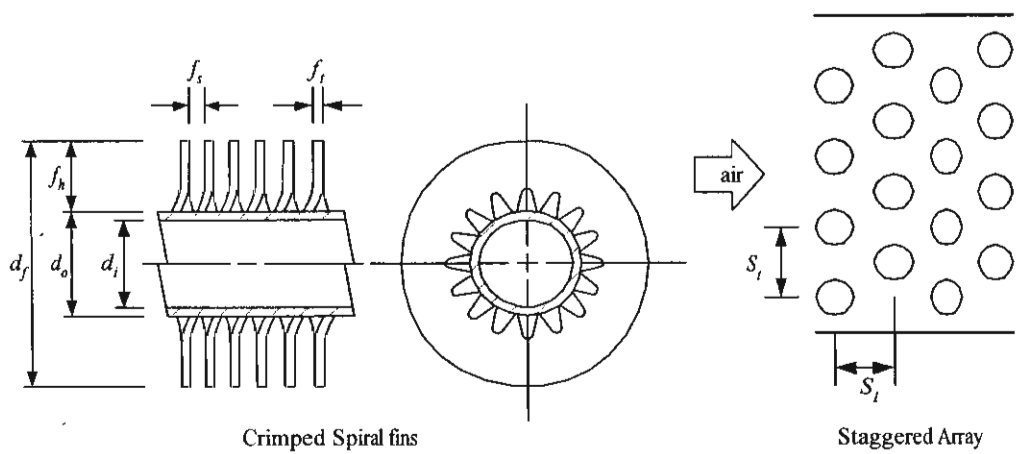


Figure 3 Geometrical parameters of spiral finned tube

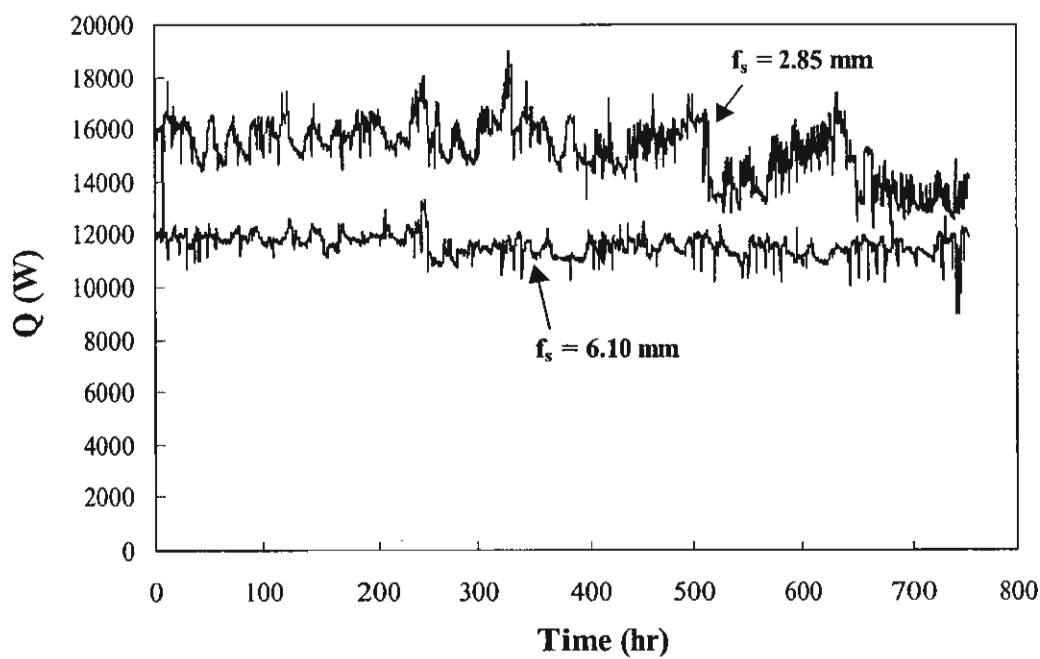


Figure 4 Heat transfer rate of cross flow heat exchangers at various time

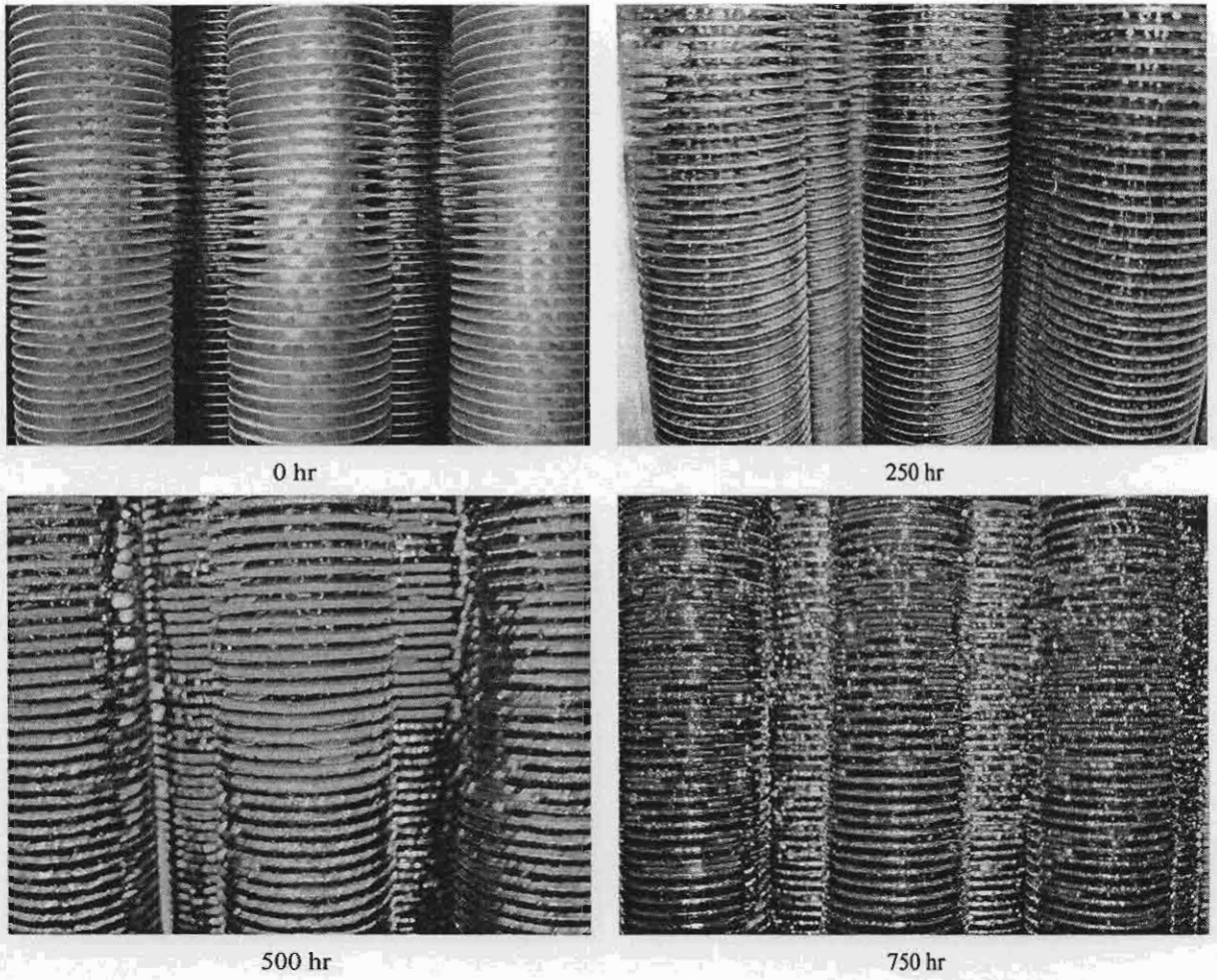


Figure 5 Fouling formation on heat transfer surface in case of 2.85 mm fin spacing

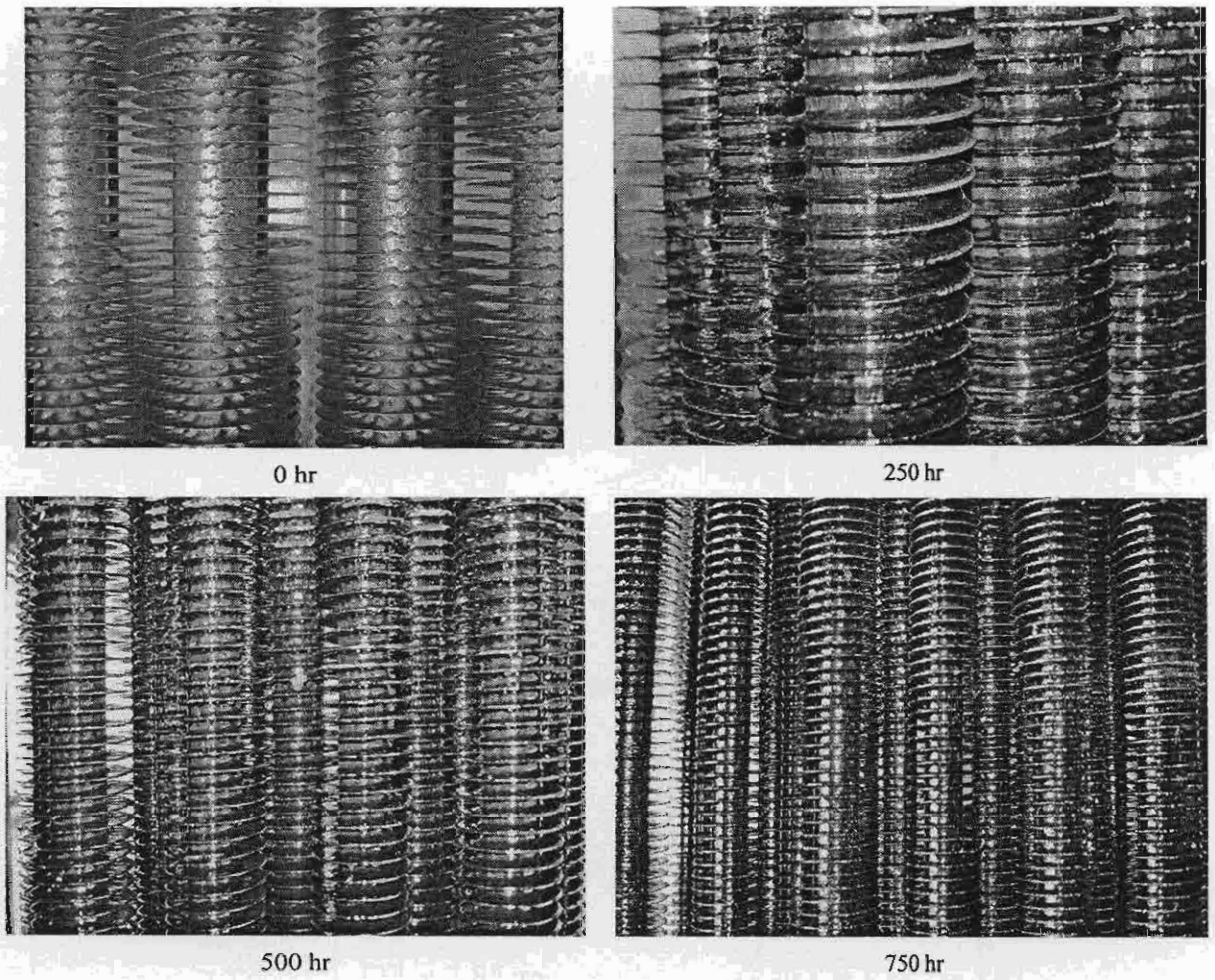


Figure 6 Fouling formation on heat transfer surface in case of of 6.10 mm fin spacing

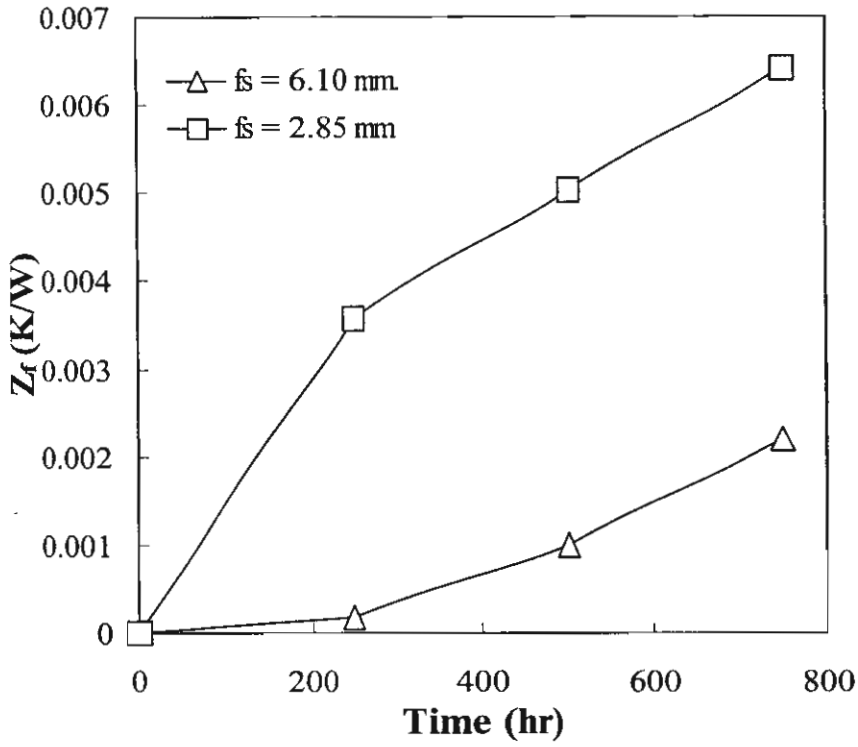


Figure 7 Thermal resistant due to fouling of heat exchanger

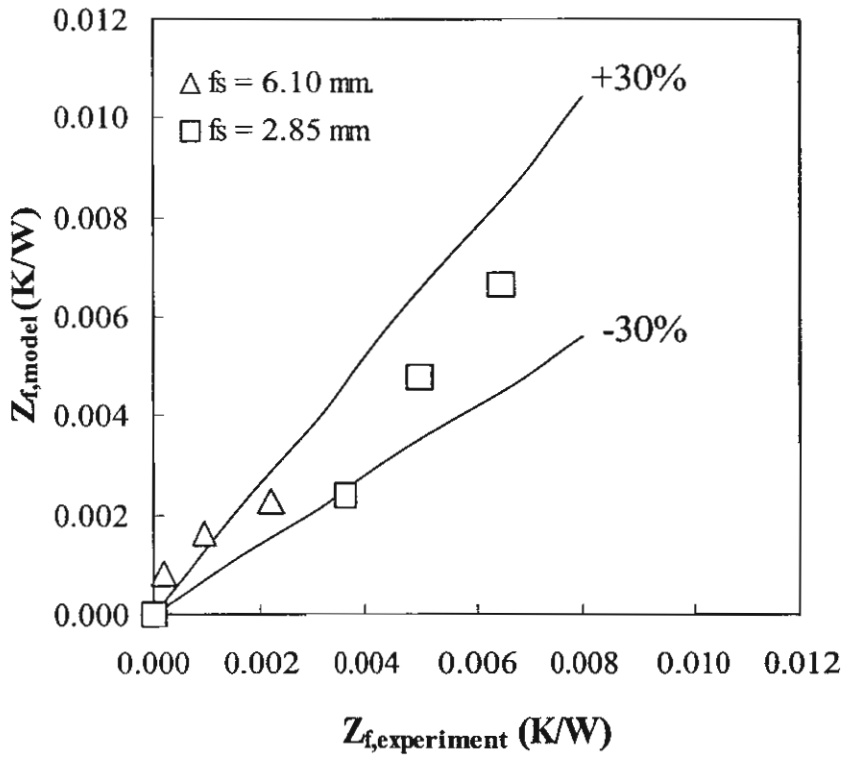


Figure 8 Comparison of fouling resistant from experiment and model

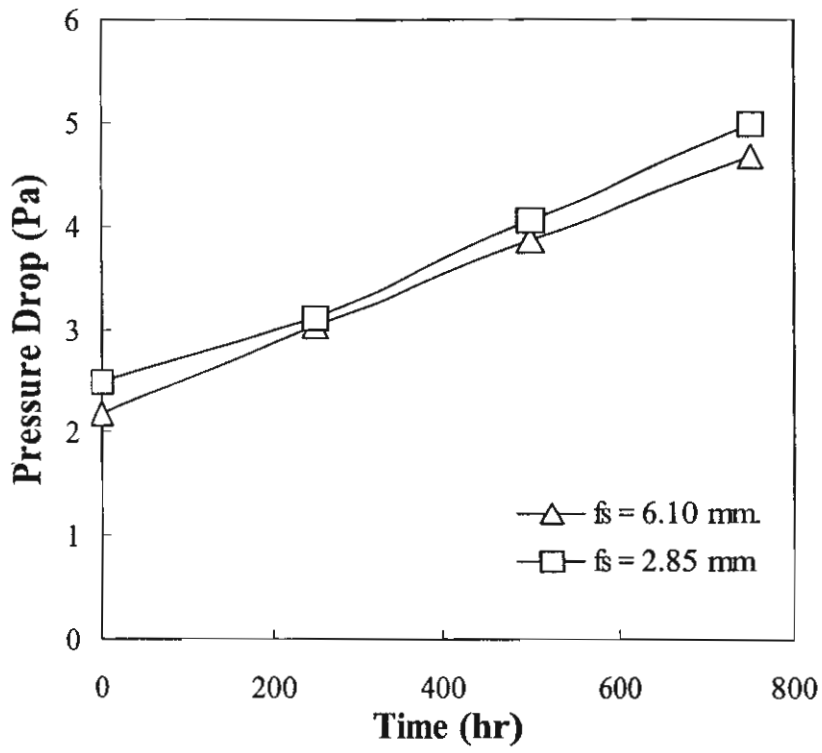


Figure 9 Pressure drop across tube bank

การสะสมตัวของเถ้าลอยลิกไนต์บนพื้นผิวท่อติดครีบบแบบเกลียว

Deposit of Lignite Fly Ash on Spiral Finned-tube Surface

อดิพงษ์ นันทพันธุ์

กองศูนย์ฝึกอบรมแม่เมาะ

ฝ่ายบริหารโรงไฟฟ้า

บริษัท กฟผ. จำกัด (มหาชน)

อ. แม่เมาะ จ. ลำปาง 52220

โทรศัพท์ 054-256932

โทรสาร 054-256938

Email: atipoang.n@egat.co.th

ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

อ. เมือง จ. เชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ 053-944144

โทรสาร 053-944145

Email: tanong@dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการสะสมตัวของเถ้าลอยลิกไนต์บนพื้นผิวด้านนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อติดครีบบแบบเกลียวเป็นวัสดุในการสร้าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นอุณหภูมิ 5 °C อัตราการไหลเชิงปริมาตร 10 l/min ซึ่งไหลอยู่ในท่อ และอากาศร้อนผสมเถ้าลอยอุณหภูมิระหว่าง 40 – 60 °C ซึ่งไหลผ่านพื้นผิวด้านนอกของท่อครีบบ ท่ออัตราการไหลเชิงมวลต่างๆ การวิจัยนี้ศึกษาพารามิเตอร์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการสะสมตัวของเถ้าลอยได้แก่ สัดส่วนโดยมวลระหว่างเถ้าลอยต่ออากาศ อุณหภูมิของอากาศ และระยะห่างระหว่างครีบบที่ติดบนพื้นผิวท่อ

จากการศึกษาพบว่า การสะสมตัวของเถ้าลอยจะเพิ่มสูงขึ้น เมื่อสัดส่วนโดยมวลของเถ้าลอยต่ออากาศเพิ่มมากขึ้น และอุณหภูมิของอากาศลดต่ำลง และนอกจากนี้ยังพบว่า ในกรณีของสัดส่วนโดยมวลของเถ้าลอยต่ออากาศน้อย การสะสมตัวของเถ้าลอยบนพื้นผิวของท่อครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบเท่ากับ 3.85 mm จะน้อยกว่าในกรณีของท่อครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบเท่ากับ 2.85 mm ในทางกลับกัน พบว่าการสะสมโดยมวลของเถ้าลอยต่ออากาศมาก พบว่า การสะสมตัวของเถ้าลอยบนพื้นผิวของท่อครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบเท่ากับ 3.85 mm จะสูงกว่ากรณีของท่อครีบบที่มีระยะห่างระหว่างครีบบเท่ากับ 2.85 mm

ABSTRACT This research studies the deposit of lignite fly ash on external surface of heat exchanger using spiral finned-tube. This heat exchanger exchanges heat between a cold water flowing in the tube-side having the inlet temperature of 5 °C and the volume flow rate of 10 l/min and a hot air-fly ash mixture flowing through the external surface having the inlet temperature between 40 – 60 °C and various mass flow rate. The affecting parameters of the deposit of fly ash are investigated, which are the mass ratio of fly ash and air, the air temperature and the fin spacing.

From the experiment, it is found that the deposit of fly ash is increased with the increasing of the mass ratio of fly ash and air and the decreasing of air temperature. Moreover, it is found that in case of low mass ratio, the deposit of fly ash when using finned-tube having 3.85 mm fin spacing is lower than that of 2.85 mm fin spacing finned-tube. However, at high mass ratio, the deposit of fly ash when using 3.85 mm fin spacing finned-tube is higher than that of 2.85 mm fin spacing finned-tube.

1. บทนำ

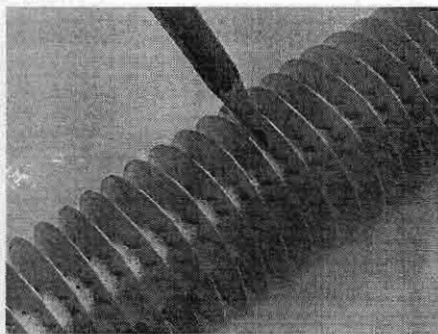
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ จะมีส่วนประกอบหลักคือ ท่อติดครีบบ (Finned-tube) ทั้งนี้เนื่องจากการติดครีบบจะช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ลักษณะของท่อติดครีบบที่ใช้ในการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ มักจะนิยมใช้ท่อติดครีบบแบบเกลียว (Spiral Finned Tube) ซึ่งแสดงดังรูปที่ 1

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว สิ่งที่ต้องทราบประการแรกคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับพื้นผิวของท่อ ทั้งนี้ค่าดังกล่าวจะเป็นตัวควบคุมการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายๆ

ท่านได้เสนอสมการสหสัมพันธ์ (Correlation) เพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศกับกลุ่มท่อติดครีบบ และความดันอากาศตกคร่อม เช่น สมการของ Briggs and Young [1] Robinson and Briggs [2] Rabas et al. [3] และ Nuntaphan et al. [4,5] แต่อย่างไรก็ตาม สมการดังกล่าวได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระดับห้องปฏิบัติการ ภายใต้สภาพอากาศที่สะอาด ซึ่งแตกต่างจากสภาพที่ใช้งานจริงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้สภาพที่มีฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้มาก

จากอดีตที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายท่านได้ศึกษาอิทธิพลของการก่อตัวของคราบเขม่าบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น

ช่วยชัย ไกรทอง [6] และประชา ยืนยงกุล [7] ได้ศึกษาการก่อตัวของคราบเขม่าที่ได้จากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิงบนพื้นผิวของท่อความร้อนแบบเทอร์โมโซฟอน รวมทั้งได้ศึกษาการกัดกร่อนเนื่องจากสิ่งสกปรกบนผิวท่อ เชื้อชัย วิชา [8] ได้ศึกษาการสะสมตัวของเถ้าลิกไนต์บนแผงไอดง (Superheated) ภายในหม้อไอน้ำของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ โดยอาศัยรูปแบบของการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความหนาของเถ้า เพื่อกำหนดรูปแบบที่เหมาะสมของการใช้เครื่องเป่าเถ้า Bouris et al. [9] ได้ใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข เพื่อหารูปแบบของลักษณะของการจัดเรียงท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่เหมาะสม ซึ่งใช้ในโรงไฟฟ้าที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิง และสามารถลดการเกาะตัวของสิ่งสกปรกได้มากที่สุด โดยได้ทำการศึกษารูปแบบการจัดเรียงท่อแบบวงรี (Elliptic-shape) และแบบไม่สมมาตร (Asymmetric-shape) เทียบกับการจัดเรียงท่อในแนวเดียวกัน (Inline) พบว่าลักษณะการจัดเรียงแบบวงรีมีการสะสมตัวของสิ่งสกปรกน้อยที่สุด



รูปที่ 1 ลักษณะของท่อติดครีบบแบบเกลียว

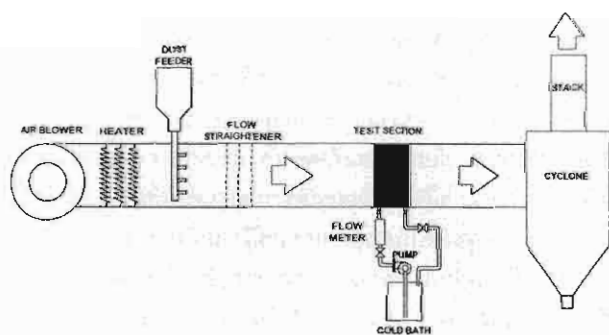
จากการศึกษาผลงานวิจัยที่ผ่านมาข้างต้น พบว่างานวิจัยส่วนใหญ่ที่เกี่ยวข้องกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานภายใต้ฝุ่นเขม่าจากการเผาไหม้นั้น ส่วนใหญ่แล้วเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะทำงานภายใต้สภาวะแห้ง (Dry Condition) กล่าวคือ ไม่มีการควบแน่นของไอน้ำหรือแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้นบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะดังกล่าว จะก่อให้เกิดการกัดกร่อน (Corrosion) ของพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่ากรณีสภาวะเปียก (Wet Condition) ซึ่งจะเกิดการควบแน่นของไอน้ำหรือแก๊สไอเสียบางส่วนบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตาม การใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนบางลักษณะมีความจำเป็นจะต้องทำงานภายใต้สภาวะเปียก เช่น การใช้ระบบบีบอัดความร้อนเพื่อเพิ่มคุณภาพของความร้อนทั้งจากเตาเผาไหม้ที่ใช้ถ่านลิกไนต์เป็นเชื้อเพลิงเป็นต้น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบบีบอัดความร้อนดังกล่าวต้องทำงานภายใต้สภาพที่มีฝุ่นเถ้าลอยลิกไนต์ รวมทั้งเกิดการควบแน่นของไอน้ำบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ซึ่งข้อมูลของสมรรถนะและการสะสมตัวของสิ่งสกปรกบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สภาวะดังกล่าวยังไม่ชัดเจนนัก

จากประเด็นดังกล่าวข้างต้น ผู้วิจัยจึงมุ่งเน้นที่จะศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางที่ใช้ท่อ

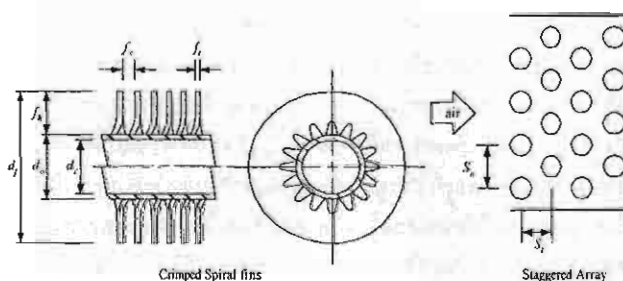
ครีบบแบบเกลียว ซึ่งทำงานภายใต้สภาพอากาศที่มีฝุ่นเถ้าลอยลิกไนต์ในสภาวะเปียก ทั้งนี้เนื่องจากข้อมูลงานวิจัยในเรื่องดังกล่าวค่อนข้างน้อย และผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะเป็นประโยชน์ต่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับสภาพการใช้งานจริง ตลอดจนสามารถใช้เป็นแนวทางในการบำรุงรักษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกหนทางหนึ่ง

2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

อุปกรณ์ในการทดสอบการสะสมตัวของเถ้าลอยลิกไนต์ บนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบบ แสดงดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์หลักคืออุโมงค์ลม โดยมีหลักการทำงานคือพัดลม (Blower) จะเป่าอากาศผ่านขดลวดความร้อนไฟฟ้า เพื่อเพิ่มอุณหภูมิอากาศ และเครื่องป้อนเถ้า จะป้อนเถ้าลอยลิกไนต์เข้ามาในอุโมงค์ลมเพื่อผสมกับอากาศ ตามสัดส่วนที่ต้องการ อากาศผสมเถ้าลอยจะไหลผ่านพื้นผิวด้านนอกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อติดครีบบ ในขณะเดียวกันเถ้าลอยลิกไนต์จะเริ่มสะสมตัวบนพื้นผิวของท่อครีบบ และจะมีปริมาณเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ จนถึงระดับหนึ่ง ในการระบายความร้อนจากกลุ่มท่อติดครีบบจะใช้น้ำเย็นไหลผ่านในท่อเพื่อรับความร้อน จะทำการวัดอุณหภูมิของอากาศร้อนและอุณหภูมิของน้ำที่ด้านเข้าและออกกลุ่มท่อ และอัตราการไหลของอากาศและน้ำ เพื่อนำค่าเหล่านี้มาคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเถ้าลอยที่สะสมตัวอยู่บนผิวท่อที่เวลาต่างๆ อนึ่งขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและสภาวะที่ทดสอบแสดงดังตารางที่ 1 และลักษณะของท่อครีบบและการจัดเรียงท่อแสดงดังรูปที่ 3 และในการทดสอบจะอ้างอิงตามมาตรฐาน ANSI/ARI [10-13] เป็นหลัก



รูปที่ 2 อุปกรณ์การทดสอบ



รูปที่ 3 ขนาดต่างๆ และการจัดเรียง ของท่อติดครีบบนเกลียว ตารางที่ 1 ขนาดและสภาวะที่ใช้ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

รายการ	ขนาด
ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	แบบไหลตามขวาง
จำนวนแถวของท่อติดครีบบนเกลียว	4
จำนวนท่อติดครีบบนแต่ละแถว	8
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ	2.17 cm
ความยาวของท่อ	45.0 cm
ความหนาของท่อ	2.6 mm
การจัดเรียงท่อ	แบบเหลี่ยมกัน
ระยะห่างระหว่างท่อในแถวเดียวกัน	5.56 cm
ระยะห่างระหว่างแถวของท่อ	4.82 cm
ประเภทของครีบบนเกลียว	แบบเกลียว
ความสูงของครีบบนเกลียว	10.0 mm
ระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียว	2.85, 3.85 mm
ความหนาของครีบบนเกลียว	0.40 mm
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	0.14 – 0.26 kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ	0 – 0.006 kg/s
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ	10 l/min
อุณหภูมิด้านเข้าของอากาศและน้ำ	40, 60 °C
อุณหภูมิด้านเข้าของน้ำ	5 °C
ระยะเวลาการทดสอบ	8 hr

3. การคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกลียว

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Q) สามารถคำนวณได้จาก

$$Q = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (1)$$

โดยที่ $\dot{m}_w$ คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ $T_{w,i}$, $T_{w,o}$ คืออุณหภูมิน้ำด้านเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน $C_{p,w}$ คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ

นอกจากนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวยังสามารถคำนวณได้จากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = (UA)(T_o - T_w) \quad (2)$$

โดยที่ U และ A คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและพื้นที่ผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ T_o และ T_w คืออุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศและน้ำตามลำดับ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและพื้นที่ สามารถคำนวณได้จากวงจรรความต้านทานการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$\frac{1}{UA} = Z_o + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_i A_i} + Z_f \quad (3)$$

โดยที่ h_i คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ A_i คือพื้นที่ผิวด้านในท่อ d_i และ d_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางด้านในและด้านนอกของท่อ L คือความยาวรวมของท่อ k คือค่าการนำความร้อนของผนังท่อ Z_o คือค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนระหว่าง

อากาศผสมฝุ่นกับพื้นผิวด้านนอกของท่อ Z_f คือค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการสะสมตัวของเกล็ดบนผิวท่อ

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อสามารถคำนวณได้จากสมการของ Gnielinski [14] ดังนี้

$$h_i = \left(\frac{k}{d} \right) \frac{(Re_{Di} - 1000) Pr(f_i/2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{Di}) - 3.28]^2 \quad (5)$$

โดยที่ Re_{Di} คือ Reynolds number ของการไหลในท่อ

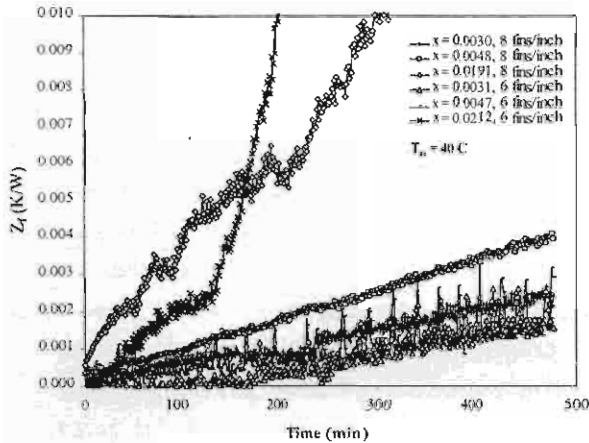
อนึ่งค่า Z_o สามารถคำนวณได้จากสภาวะที่ยังไม่มีการสะสมตัวของเกล็ดบนพื้นผิว และจากสมการ 1-5 ทำให้สามารถคำนวณค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการสะสมตัวของเกล็ดในดันท่อติดครีบบนเกลียวได้

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์

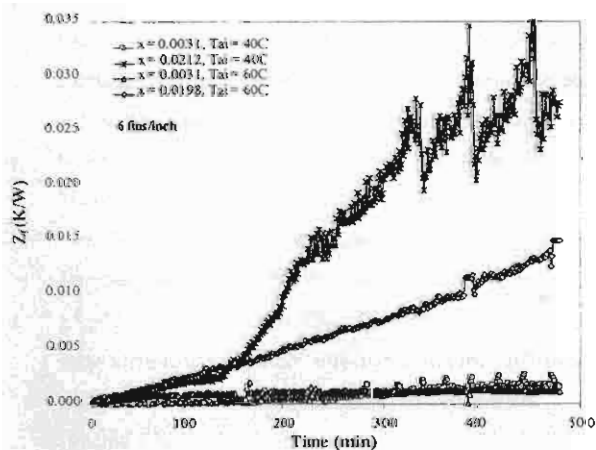
รูปที่ 4 แสดงค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกล็ดลอยที่สะสมตัวอยู่บนท่อติดครีบบนเกลียว ที่สภาวะต่างๆ ซึ่งค่าดังกล่าวได้จากการคำนวณจากผลการทดลอง ตามวิธีการที่ได้เสนอไปในหัวข้อที่ 3 จากข้อมูลในรูปดังกล่าวพบว่า ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกล็ดลอยจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะเวลาการทดสอบ ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อเวลาผ่านไป การสะสมตัวของเกล็ดลอยจะเพิ่มมากขึ้นนั่นเอง และนอกจากนี้ยังพบว่า ในกรณีที่มีค่าสัดส่วนโดยมวลของเกล็ดลอยต่ออากาศ (x) เพิ่มขึ้น จะส่งผลให้เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวของท่อติดครีบบนเกลียวมากขึ้น และผลที่ตามมาคือ การเพิ่มขึ้นของค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อน

ในกรณีที่พิจารณาถึงอิทธิพลของจำนวนครีบบนเกลียว หรือระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียว จะพบว่าในกรณีที่ค่า x มีค่าน้อย ท่อติดครีบบนเกลียวที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวเท่ากับ 2.85 mm (8 fins/inch) จะมีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าในกรณีของท่อติดครีบบนเกลียวที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวเท่ากับ 3.85 mm (6 fins/inch) ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนของท่อติดครีบบนเกลียวชนิดแรกมีค่าสูงกว่าแบบหลัง ส่งผลให้โอกาสที่จะเกิดการเกาะตัวของเกล็ดลอยมีค่ามากกว่า อีกทั้งเนื่องจากอุณหภูมิของพื้นผิวมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิของจุดควบแน่นของไอน้ำในอากาศ ทำให้ปริมาณการควบแน่นของไอน้ำบนพื้นผิวของท่อติดครีบบนเกลียวที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวเท่ากับ 2.85 mm สูงกว่าท่อติดครีบบนเกลียวประเภทหนึ่ง ซึ่งสภาวะเหล่านี้เป็นปัจจัยเสริมให้เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็นอย่างดี แต่อย่างไรก็ตาม หากพิจารณาที่ค่า x สูงๆ เช่นในที่นี้มีค่าประมาณ 0.002 จะพบว่าผลของระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวสอดคล้องกับในกรณีของค่า x ต่ำๆ ในช่วงแรกของการทดสอบเท่านั้น (ที่ระยะเวลาประมาณ 200 นาทีแรก) แต่อย่างไรก็ตามเมื่อระยะเวลาการทดสอบมากกว่า 200 นาที กลับพบว่าท่อติดครีบบนเกลียวที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวเท่ากับ 3.85 mm จะมีการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวสูงกว่าท่อติดครีบบนเกลียวชนิดหนึ่ง และการสะสมตัวเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว โดยสังเกตได้จากอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการสะสมตัวของเกล็ดลอย ปรากฏการณ์ดังกล่าวอาจเนื่องมาจาก ในช่วงที่ปริมาณการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวมากขึ้นถึงระดับหนึ่ง ท่อครีบบนเกลียวที่มีระยะห่างระหว่างครีบบนเกลียวมาก จะมีปริมาตรช่องว่างระหว่างครีบบนเกลียว ส่งผล

ให้เกล็ดลอยมีโอกาสมะสมตัวได้มากกว่า ทำให้ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น และจากการตรวจสอบการเกาะตัวของเกล็ดลอย จะพบว่าช่วงเวลาดังกล่าวมีการสะสมตัวของเกล็ดลอยตามช่องว่างระหว่างครีบนั่นเต็มปริมาตรของช่องว่าง



รูปที่ 4 ผลของจำนวนครีบนี่ที่มีต่อค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกล็ดลอยที่เกาะบนพื้นผิวท่อติดครีบ



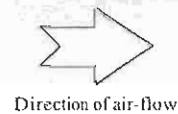
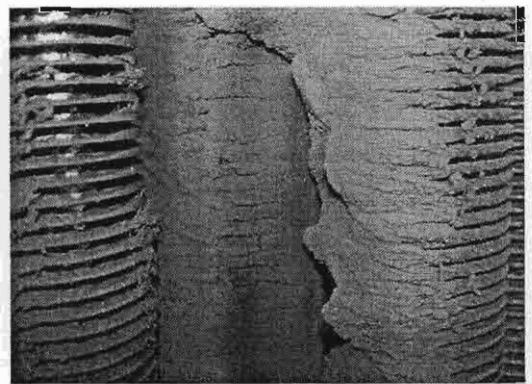
รูปที่ 5 ผลของอุณหภูมิอากาศที่มีต่อค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกล็ดลอยที่เกาะบนพื้นผิวท่อติดครีบ

รูปที่ 5 แสดงผลของอุณหภูมิอากาศที่มีต่อค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของเกล็ดลอยที่เกาะบนพื้นผิวท่อติดครีบ จากการทดลองพบว่าในกรณีนี้ที่ค่าสัดส่วนโดยมวลของเกล็ดลอยต่ออากาศน้อย ผลของอุณหภูมิไม่เด่นชัดนัก โดยมีค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามผลของอุณหภูมิอากาศจะเด่นชัดขึ้นที่ค่าสัดส่วนโดยมวลของเกล็ดลอยต่ออากาศมาก โดยพบว่าที่อุณหภูมิอากาศต่ำ จะเกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยมากกว่าที่อุณหภูมิอากาศสูง ทั้งนี้เนื่องจากที่อุณหภูมิอากาศต่ำ ปริมาณไอน้ำที่ควบแน่นบนพื้นผิวจะมากกว่า ซึ่งไอน้ำที่ควบแน่นนั้นจะเป็นตัวดักจับฝุ่นเกล็ดลอยในอากาศให้เกาะตัวอยู่บนพื้นผิวได้เป็นอย่างดี

รูปที่ 6 แสดงตัวอย่างลักษณะการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวของท่อครีบที่มีระยะห่างระหว่างครีบน้อยกว่า 3.85 mm ซึ่งพบว่าบริเวณที่เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยจะเกิดบริเวณด้านหน้าเป็นหลัก ซึ่งผลการทดสอบดังกล่าวได้ขัดแย้งกับข้อมูลของ Kaiser et al [15] และ Abd-Elhady et al [16] ซึ่งพบว่าการสะสมตัวของมลทินสาร (Fouling) มักจะเกิดบริเวณด้านหลังท่อ ซึ่งประเด็นดังกล่าวนี้ สามารถอธิบายได้ดังนี้

เนื่องจากว่าสภาพพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้เป็นแบบเปียก (Wet surface) และบริเวณที่เกล็ดลอยเคลื่อนที่มาปะทะตำแหน่งแรกจะเป็นด้านหน้าท่อ น้ำที่ควบแน่นบนพื้นผิวจะจับเกล็ดลอยยึดกับพื้นผิวที่พุ่งมาปะทะเอาไว้ ทำให้เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยในบริเวณด้านหน้าท่อมากกว่าด้านหลังท่อ

อย่างไรก็ตาม การศึกษาครั้งนี้ยังเป็นเพียงการศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในเบื้องต้นเท่านั้น ซึ่งหากจะนำข้อมูลไปใช้ในทางปฏิบัติจะต้องมีการศึกษาในเชิงลึกต่อไป



รูปที่ 6 ตัวอย่างการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวท่อติดครีบ ในกรณี $x = 0.016$, $t = 8$ hr, $T_m = 40$ °C

5. สรุปผลการทดลอง

การศึกษาเรื่องการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวท่อติดครีบแบบเกลียวในเบื้องต้นได้ข้อสรุปดังต่อไปนี้

- อิทธิพลที่ส่งผลต่อการสะสมตัวของเกล็ดลอยบนพื้นผิวคือ สัดส่วนโดยมวลของเกล็ดลอยต่ออากาศ ซึ่งหากมีค่าสูงจะทำให้เกิดการสะสมตัวมากขึ้น รวมทั้งอุณหภูมิอากาศ ซึ่งในกรณีที่มีค่าต่ำจะทำให้เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยเพิ่มสูงขึ้นเช่นกัน
- ท่อติดครีบที่มีระยะห่างระหว่างครีบน้อยจะก่อให้เกิดการสะสมตัวของเกล็ดลอยมากในช่วงระยะแรก แต่อย่างไรก็ตามเมื่อระยะเวลาการใช้งานของท่อติดครีบนานมากขึ้น ท่อติดครีบที่มีระยะห่างระหว่างครีบน้อยจะมีการสะสมตัวของเกล็ดลอยมาก

- การสะสมตัวของไธลอยในสภาพพื้นผิวแบบเปียก จะเกิดการสะสมตัวในบริเวณด้านหน้าของท่อมากกว่าในบริเวณด้านหลังท่อ

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ได้ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

1. Briggs, D.E., and Young, E.M., 1963. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 59(41) : 1-10.
2. Robinson, K.K., and Briggs, D.E., 1966. Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 62(64) : 117-184.
3. Rabas, T.J., Eckels, P.W., and Sabatino, R.A., 1981. The Effect of Film Density on the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Low Finned Tube Banks, Chemical Engineering Communications, 10(1) : 127-147
4. Nuntaphan, A., Kiatsirirot, T., Wang, C.C., 2005. Airside Performance at Low Reynolds Number of Cross Flow Heat Exchanger Using Crimped Spiral Fins, Int. Communications in Heat and Mass Transfer, 32(1-2) : 151-165
5. Nuntaphan, A., Kiatsirirot, T., Wang, C.C., 2005. Heat Transfer and Friction Characteristics of Crimped Spiral Finned Heat Exchangers With Dehumidification, Applied Thermal Engineering, 25(2-3) : 327-340.
6. ขวัญชัย ไกรทอง, 2541. การป้องกันการกัดกร่อนบนผิวภายนอกของเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเทอร์โมไฮฟอนด้วยการเคลือบอีนาเมล, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
7. ประชา ยืนยงกุล, 2542. การศึกษาการป้องกันการกัดกร่อนภายนอกของท่อเทอร์โมไฮฟอนแบบท่อครีบของเครื่องอุ่นน้ำป้อนโดยใช้สียเคลือบ, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
8. เชิดชัย วิชา, 2543. การวิเคราะห์การสะสมของตะไคร่น้ำในหม้อกำเนิดไอน้ำและการประเมินผลทางเศรษฐศาสตร์, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
9. Bouris, D., Papadakis, G., and Bergeles, G., 2001. Numerical Evaluation of Alternate Tube Configurations for Particle Deposition Rate Reduction in Heat Exchanger Tube Bundles, Journal of Heat and Fluid Flow, 22(5) : 525-536.
10. ANSI/ARI 410-81, 1981. Standard for Forced Circulation Air-cooling and Air-heating Coils, American National Standard.
11. ANSI/ASHRAE 41.1, 1986. Standard Method for Temperature Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
12. ANSI/ASHRAE 41.2, 1987. Standard Method for Laboratory Air-flow Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
13. ANSI/ASHRAE 41.3, 1989. Standard Method for Pressure Measurement, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
14. Gnielinski, V., 1976. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Engng., 16 : 359-368.
15. Kaiser, S., Antonijevic, D., Tsotsas, E., 2002. Formation of fouling layers on a heat exchanger element exposed to warm, humid and solid loaded air stream. Experimental Thermal and Fluid Sciences, 26 : 291-297.
16. Abd-Elhady, M.S., Rindt, C.C.M., Wijers, J.G., Steenhoven, A.A.V., Bramer, E.A., Meer, T.H.V.D., 2004. Minimum gas speed in heat exchangers to avoid particulate fouling. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 47 : 3943-3955.