

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol.17. No.4. 1997

가스보일러 코일형 열교환기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

홍성혁, 김영기, 김일겸, 김동춘, 이창연, 임장순

* 인하대학교 대학원 ** 인하대학교 기계공학과

The Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics

S. H. Hong, Y. K. Kim, I. G. Kim, D. C. Kim, C. E. Lee, C. S. Yim

* *Inha University, Graduate School*

** *Dept. of Mechanical Engineering, Inha University*

Abstract

The performance of gas-fired boilers were experimentally investigated. The heat exchanger used for the experiments consisted of circular tube with longitudinal fins for the gas side and a spiral coil for the water side. The burner was located at the top of the heat exchanger, and the burned gas flowed down to the exit. The experiments carried out for different water flow rates, the heat capacities of the boiler and the number of baffle. The thermal efficiency of the upward flow was higher than that of the downward flow of the water in the heat exchanger. As the boiler capacity increased, the thermal efficiency decreased. As the number of the baffles increase, the thermal efficiency increased and the increasing rate of the efficiency decreased. The gas-side overall heat transfer coefficient was independent of the flow rate of the water. The effect of the number of the baffles on the heat transfer coefficient was greater than that of the boiler capacity.

Nomenclature

A	: 열전달면적	[m ²]
c	: 비열	[kJ/kg°C]
C _p	: 물의평균비열	[kJ/kg°C]
D _h	: 수력직경	[m]
f	: 마찰계수	
G _h	: 공급수량	[m ³ /hr]
h	: 대류열전달계수	[kJ/m ² °C·hr]
L	: 온수관길이	[m]
q	: 열전달량	[kJ/hr]
Q	: 사용가스의발열량	[kJ/hr]
Red	: 관내 레이놀즈수	
R _w	: 벽면의전도에의한열저항	[°C hr/kJ]
T	: 온도	[°C]
ΔT _{lm}	: 대수평균온도차	[°C]
u _m	: 물의평균유속	[m/s]
U	: 열관류계수	[kJ/m ² °C·hr]

Greek Symbols

ε	: 표면조도	[m]
ρ	: 물의밀도	[kg/m ³]
η	: 열효율	[%]

Subscripts

h	: 고온
c	: 저온
o	: 출구
i	: 입구

1. 서론

가정용 난방기구는 생활 수준의 향상으로 사용의 편리성, 저소음, 소형화 등의 장점이 많은 가스보일러로 전환되고 있다. 이러한 시점에서 정부의 에너지 정책 및 환경오염 문제 등의 영향으로 꾸준히 가정용 가스 보일러의 시장은 증가하고 있다.

그러나 현재 국내에서 생산되는 가스 보일러는 대부분 분젠버너(bunsen burner) 방식의 비응축형 열교환기를 사용하고 있기 때문에 더 이상 열효율을 올릴 경우 응축에 의한 기기의 내식성이 심각해지므로 열교환기에서 응축을 막기 위해 열효율을 고위발열량 기준으로 85%를 넘지 못하게 규제하고 있는 실정이다. 더구나 환경오염 측면에 있어서도 연소의 생성물인 배기가스에는 다량의 질소 화합물(NOx)과 일산화탄소(CO)가 함유되어 있어 환경에 커다란 영향을 미치고 있다. 또한 선진국에서는 공해 물질에 대한 강력한 규제를 하고 있기 때문에 수출 등에도 많은 문제점이 발생하고 있다. 따라서 새로운 에너지 정책에 부응하며 환경규제에 대응할 수 있는 가스 보일러가 요구된다. 이러한 목적에 부합되기 위해서는 열효율을 높이더라도 내식성이나 실화 등의 문제가 없고 배기가스에 포함된 오염물질의 양을 현저하게 줄일 수 있는 응축형 보일러의 개발이 필수적이다.

이에 본 연구에서는 고효율 가스보일러 개발의 연구로서 응축형 가스보일러에 사용될 열교환기를 설계 제작하여 이에 대한 성능 시험을 수행하였다.

성능 시험을 통해 주요 설계 변수들과 가스보일러의 열효율과의 관계를 조사하고, 이를 기초로 최적의 가스보일러 열교환기 형상 및 운전 조건 등을 결정하고자 한다. 온수 및 난방수의 유입방향, 온수 및 난방수의 유량, 연소기의 발열량, 그리고 배플의 삽입여부 및 개수 등을 주

요 설계 변수로 선택했으며, 본 연구를 위해 제작된 성능 시험 장치를 이용하여 이들에 대한 가스보일러의 성능 변화를 측정하였다.

II. 이론적 고찰

2.1 관내유동에서 마찰계수

관내유동에서 필요한 펌프나 팬의 동력을 구하기 위해서는 압력강하를 알 필요가 있다. 압력강하를 결정하기 위해서는 다음과 같이 정의되는 Moody Friction Factor⁶⁾를 사용한다.

$$f \equiv \frac{-(\Delta P/L)D_h}{\rho u_m^2/2} \quad (1)$$

광범위한 Reynolds수 범위에서 Friction Factor는 Moody diagram에 나타나 있다. 매끈한 관의 경우 난류영역에서 Haaland⁷⁾는 마찰계수를 Reynolds수와 표면의 조도에 대하여 다음과 같은 관계식을 제안하였다.

$$\frac{1}{f^{1/2}} \approx -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re_d} + \left(\frac{\epsilon/D_h}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (2)$$

2.2 열관류계수

열교환기 해석의 핵심적 부분중 하나는 열관류계수(Overall Heat Transfer Coefficient)를 결정하는 것이다. 이 계수는 두 유체사이의 열전달에 대한 총열저항의 항으로 정의되며 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_c} + R_w + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(Ah)_r} \quad (3)$$

여기서 하첨자 c와 h는 저온과 고온 유체를 각각 가리키며 h는 열전달율, A는 열전달 면적, R_w 은 벽면의 전도에 의한 저항이며 하첨자 r은 복사에 의한 열저항을 나타내며 이 열저항을

대류열전달식의 형태로 나타낸 것이다. η_o 는 핀이 달린 표면의 표면효율이다.

열전달량 q는

$$q = UA \Delta T_{lm} \quad (4)$$

이고, 여기서 ΔT_{lm} 은 대수평균온도차이며 병행류, 대향류형 열교환기에서 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{lm}} = \frac{q}{\left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \right)} \quad (5)$$

병행류 열교환기에서는

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (6)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (7)$$

이고, 대향류형 열교환기에서는

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (9)$$

와 같이 표현된다.

III. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

가스보일러용 열교환기의 성능 실험을 행하기 위해 실험 장치를 설계·제작하였으며, 이 실험에서 사용한 실험 장치의 개략도를 Fig.1에 나타내었다.

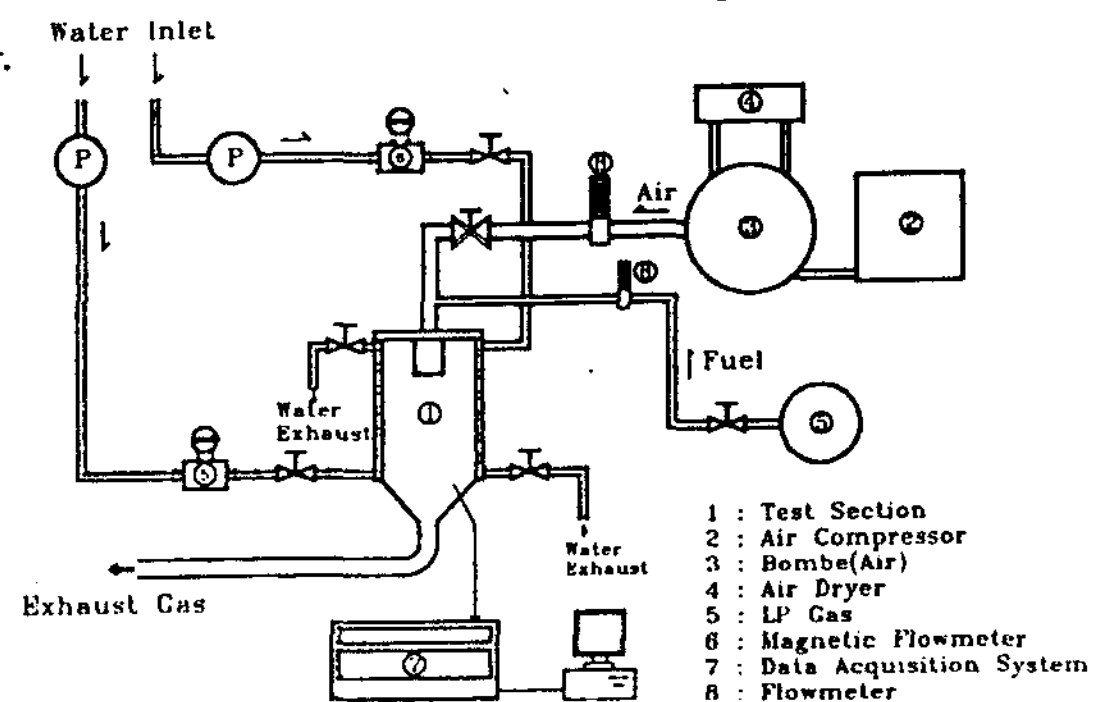


Fig.1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

Fig.1에서 나타낸 것과 같이 실험 장치의 주요 부는 열교환기(Test Section), 온수 및 난방수 공급 장치, 공기 공급 장치, 온수 및 난방수의 유량을 측정하기 위한 Magnetic Flow meter(Flowcell, 10DX4311), 공기 및 연료 유량계, 온도 측정 및 기록 장치 등으로 이루어져 있다.

연료의 연소에 필요한 공기는 공기 압축기(220V, 11kW, 3상)로 490kPa의 압력으로 압축하여 공급하였으며, 압축된 공기는 Bombe에서 별도로 설치된 건조기(냉동기를 이용한 건조기)를 이용하여 수분을 제거한 후 공급되었다. 연료로는 가정용 연료로 사용되는 액화 석유가스(LPG)를 사용하였다.

기존보일러의 경우 연소기는 분젠버너방식으로서 버너에서 연료가 배출된 후 연소가스의 배출에 의해 빨려들어온 공기와 혼합되어 연소하는 방식으로 공연비를 비례제어할 수 없지만, 본 연구에 사용된 연소기는 연소전에 공기와 연료를 미리 혼합하여 공급하는 방식으로 공연비를 정확하게 조절할 수 있다. 공기와 연료의 유량 조절은 연료와 공기의 유로에 유량계와 조절 밸브를 설치함으로써 가능하게 하였다.

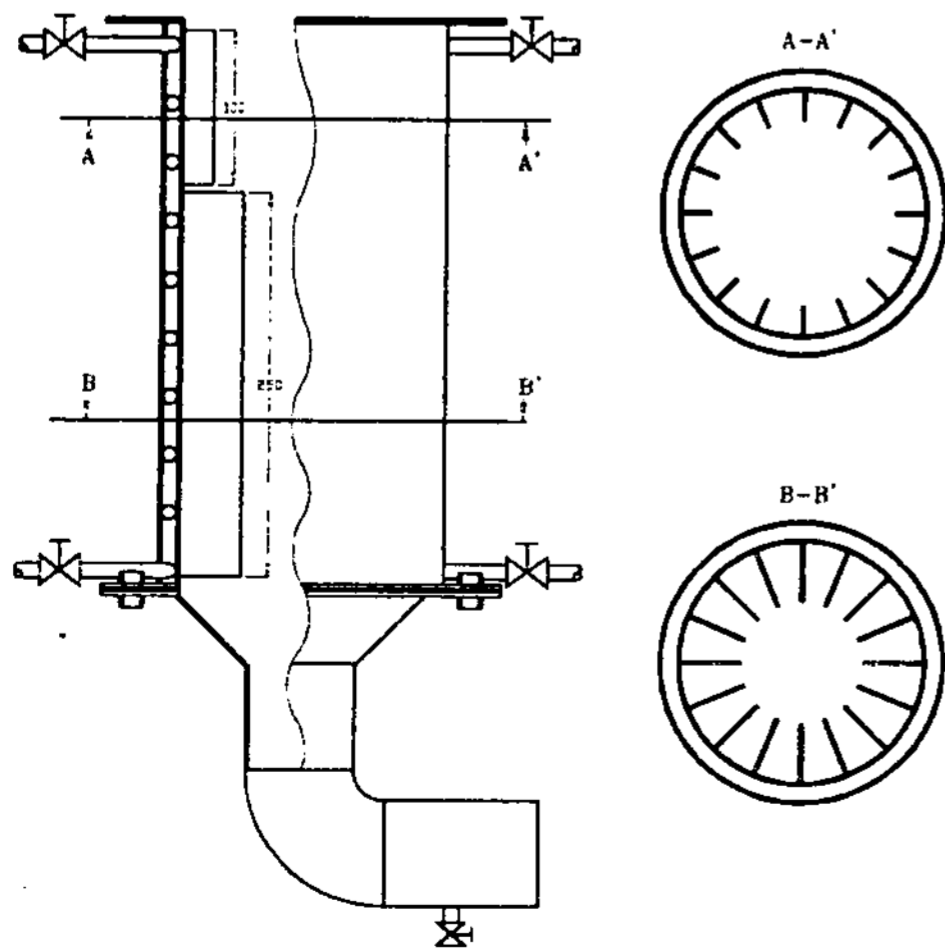


Fig. 2 Test Section

Fig.2에는 실험에 사용된 열교환기의 상세도를 나타내었다. 원통형 열교환기(Test Section)는 두께 1mm의 동판을 사용하여 외측원통의 외경이 185mm, 내측원통의 외경이 150mm인 이중관 형태로 제작하였으며, 외벽과 내벽 사이에 바깥지름기준 지름 9.6mm의 동판을 코일형으로 감아서 온수가 지나가도록 하였다. 이 때 기존의 가스 보일러와 마찬가지로 온수관을 내측 벽면에 용접하지 않았기 때문에 온수는 연소가스로부터 열교환된 난방수로부터 열교환이 이루어지도록 하였다.

난방수는 온수관, 열교환기의 외벽과 온수관 사이의 코일형 수로를 따라 흐르도록 설계·제작하였다. 또한 열전달 면적을 증가시키기 위하여 내부 원통에 Fin을 원주방향을 따라 부착하였는데 연소기가 있는 상부쪽은 높이 20mm, 길이 100mm, 두께 1mm의 동판 16개를 용접하여 부착하였고, 그 하부에는 높이 40mm, 길이 260mm, 두께 1mm의 동판 16개를 용접하여 부착하였다.

연소기와 열교환기 사이, 그리고 열교환기와 배기관 사이로 연소 가스가 새는 것을 방지하기 위하여 테프론 재질의 개스킷을 사용하였다.

연소기는 열교환기 상부에 설치하였으며 위쪽에서 파이프를 통해 공기와 연료가 예혼합되어 연소기로 공급되었으며 화염은 원주방향으로 분출되어 연소가스가 하부로 흘러가도록 하였다. 또한 화염의 상태를 볼 수 있도록 연소기에 가시창을 설치하였으며, 전기점화기로 점화하였다.

배플의 위치는 Fig.3에 나타내었다. 배플을 2개 설치할 때는 열교환기 하부를 5등분하여 Fig.3에서 나타난 ①번 위치에 도넛 형상의 판을 ③번 위치에 원형 판을 설치하였으며, 배플을 4개 설치할 때는 하부를 5등분하여 ①번과 ③번 위치에 도넛 형상의 판을, ②번과 ④번 위치에 원형 판을 설치하였다.

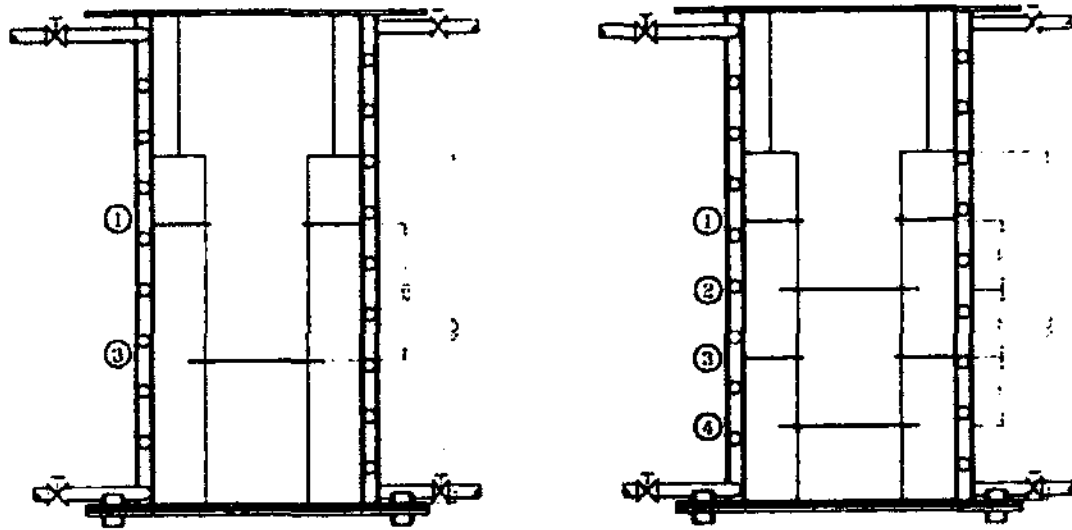


Fig. 3 Baffle Positions.

열교환기 상부와 하부에 각각 코일형 동관(온수관)의 입구와 출구가 되는 끝부분에 밸브를 설치하여 온수의 유입을 단속하며 유량도 조절할 수 있도록 하였으며, 난방수의 경우는 외부 벽면의 상부와 하부에 구멍을 뚫고 파이프를 용접한 후 밸브를 설치하였다. 원통형 열교환기의 외부 벽면의 열손실을 최소화하기 위하여 두께 10mm의 단열재를 3중으로 설치하였다.

배기가스의 온도 및 열교환기의 가스측의 벽면 온도를 측정하기 위하여 R-type 열전대를 각각 화염의 위치와 열교환기 하부 중심에 설치하였다. 이 때 복사에 의한 영향을 최소화하기 위하여 세라믹 본드로 열전대의 측정부를 감싸도록 하였다. 난방수와 온수의 입구 및 출구의 온도는 T-type 열전대를 각각 난방수와 온수의 입구 및 출구에 설치하였다.

온수관의 마찰계수를 계산하기 위하여 온수의 입구와 출구측에 별도의 분지관을 각각 설치하고 그 끝에 Pressure Transducer(SENSOTEC, TJE/2051-20-01)를 각각 설치하여 두 지점의 압력차를 측정하였다.

각각의 열전대에서 측정된 온도들과 Pressure Transducer로부터의 압력값들은 Data Acquisition System(Yokogawa, HR2500E)를 통해 기록하였고 이를 PC(Pentium, 60MHz)에 저장하여 분석하였

다.

3.2 실험방법

본 실험에서는 열교환기로 공급되는 난방수와 온수 사용시 각각의 열효율과 온수의 입구와 출구의 압력차를 측정하였다. 난방수 실험에서는 온수의 공급은 중단하였고, 온수 실험에서는 난방수의 공급은 중단하여 실험을 행하였다.

난방수 및 온수관을 순환하는 물의 유량을 0.3, 0.45, 0.6m³/hr로 변화시켰고, 연소기에서의 발열량은 저위 발열량을 기준으로 13.9, 18.6, 23.3kW로 조절하였으며, 난방수와 온수의 유입 방향을 각각 상향과 하향으로 바꾸어 가며 실험하였다. 이때 연료와 공기의 당량비를 0.7로 고정하였으며, 공기와 연료의 압력도 항상 일정하게 유지하여 공급하였다.

배플을 설치하지 않은 경우, 배플을 2개 설치한 경우, 그리고 배플을 4개 설치한 경우에 대해 위의 실험 조건을 반복하여 실험을 수행하여 열효율에 미치는 배플의 영향을 조사하였다.

이러한 실험 조건들을 Table 1에 요약하였다.

Table 1. Experimental conditions

No. of Baffle	Air Flow rate (m ³ /min)	Fuel Flow rate (m ³ /min)	Heat Capacity (kW)	Flow rate of water (m ³ /hr)	Flow direction of water
0	0.29935	0.01882	13.9	0.30	up down
2	0.39400	0.02620	18.6	0.45	
4	0.48870	0.03359	23.3	0.60	

실험은 온수 및 난방수의 입출구 온도 변화가 ±0.05℃ 이내일 때 정상상태로 가정하였으며, 물의 유량의 경우 오차는 ±0.5l/hr 이내 이었다. 각 실험 조건에서 연료와 공기의 유량 및 압력, 물의 유량을 고정한 후 정상 상태가 되기까지 약 30분 정도 소요되었으며, 정상 상태에서 온수 및 난방수의 입출구 온도, 유량 및 압력차이,

화염 및 배기가스의 온도 등을 측정하였다. 화염의 온도를 연소가스 입구의 온도로, 하부 중심의 온도를 출구온도로 하여 대수평균 온도차를 구하였다. 열효율은 다음과 같은 방법으로 계산하였다.

$$\eta = \frac{G_h \times C_p (T_2 - T_1)}{Q} \quad (10)$$

IV. 결과 및 고찰

본 연구에서는 원통형 가스보일러 열교환기의 S열전달 특성을 규명하기 위해 온수와 난방수로 공급되는 물의 유량, 발열량, 배플의 개수를 변화시켜가며 성능실험을 수행하였으며 온수관에서 입구측과 출구측의 압력차를 측정하여 마찰계수를 산출하였다. 성능실험을 통해 온수와 난방수의 열효율, 연소가스측을 기준으로한 열관류계수를 산출하여 이를 비교·검토하여 열교환기의 고효율화에 필요한 기초 설계자료를 도출하였다.

4.1 관내 마찰계수

Fig.4는 코일 형상의 온수관에서의 Reynolds수에 대해 마찰계수를 나타낸 것으로 Haaland⁶⁾의 실험식과 비교한 것이다. 이 때 Haaland의 식과

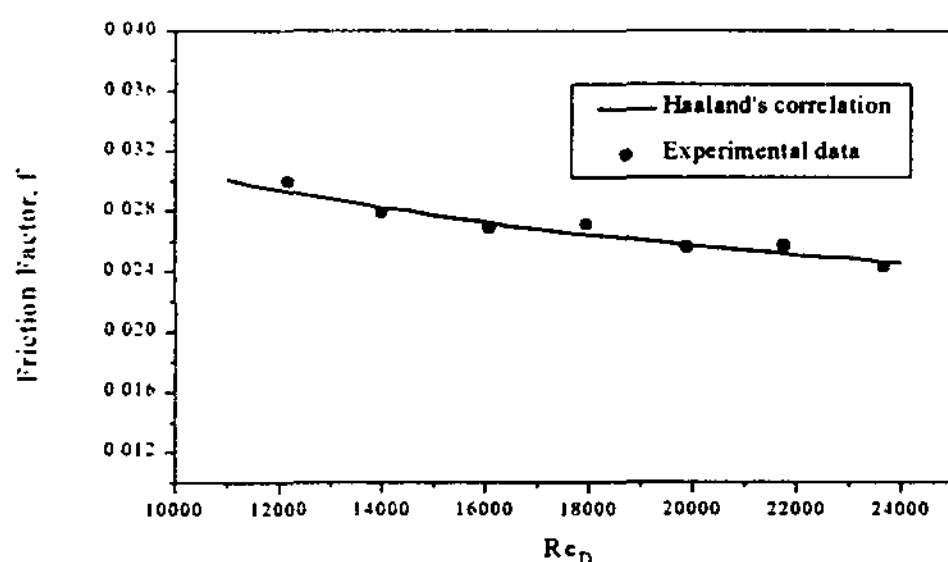


Fig. 4 Friction Factor

본 실험에서 구한 값과의 오차는 ±5% 이내로 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 온수 및 난방수 펌프의 용량을 산정시 압력손실을 계산하는 경우 Haaland의 식을 사용하여 구하는 것은 타당할 것으로 판단된다.

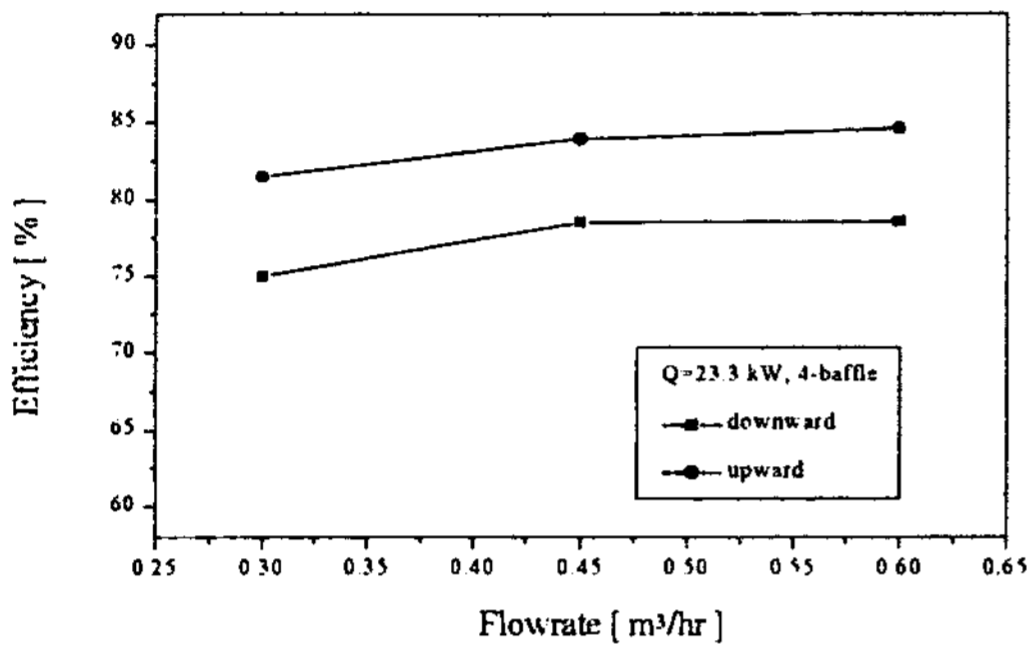
4.2 유입방향의 영향

Fig.5(a),(b)는 배플의 개수가 4개이고 연소기의 발열량이 23.3kW일 때 각각 온수와 난방수에 대해 유량을 0.3, 0.45, 0.6m³/hr으로 변화시키면서 온수와 난방수의 열효율에 미치는 물의 유입방향의 영향을 비교한 것이다.

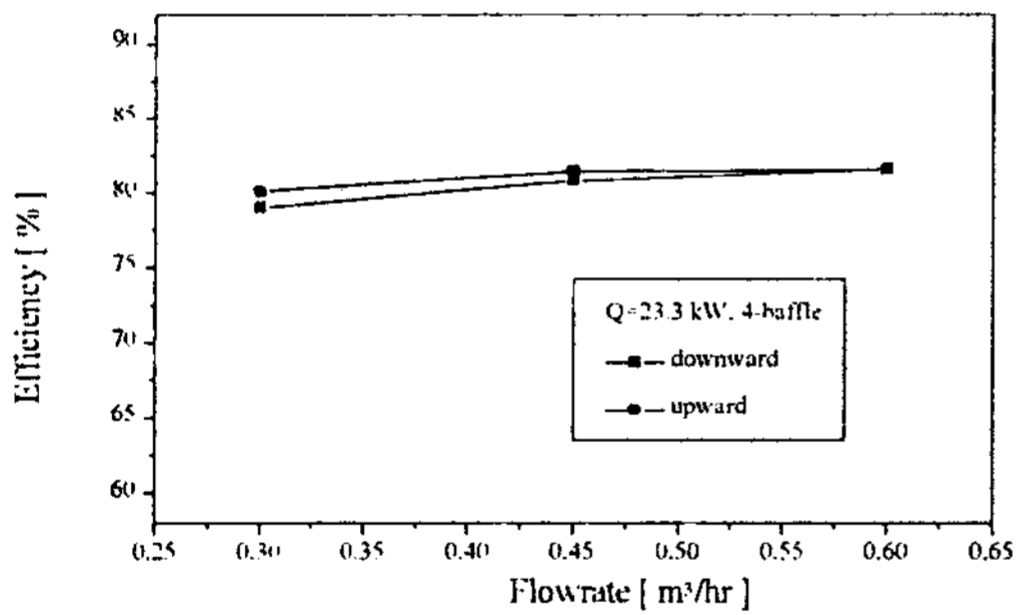
Fig.5(a)를 보면 난방수의 경우 유입방향이 상향일 때가 하향일 때보다 매우 큰 폭으로 열효율이 높음을 알 수 있다. 이것은 난방수의 경우는 연소가스와 직접 열교환을 하게 되어 온수와 난방수 사이의 온도차보다 난방수와 연소가스 사이에서 매우 큰 온도차를 갖게 되기 때문에 대향류 열교환 즉 유입방향이 상향인 경우가 병행류 열교환인 하향일 때보다 훨씬 열효율이 높게 나오는 것으로 판단된다. 다시 말하면 열교환하는 유체간의 온도차가 커짐으로 인하여 대향류 열교환과 병행류 열교환 사이의 효율 차이가 더욱 크게 나타난다는 것을 알 수 있다.

Fig.5(b)의 온수의 경우에서도 유입방향이 상향일 때가 하향일 때보다도 열효율이 높게 나왔지만 그 차이가 난방수일 때 보다 매우 적다는 것을 알 수 있다. 또한 온수의 경우 유량이 증가함에 따라 유입방향이 상향일 때와 하향일 때의 열효율이 거의 같게 나오는 것으로 미루어 볼 때 온수의 경우는 유입방향에 의한 영향이 매우 작다는 것을 알 수 있다. 이것은 온수가 정체되어있는 난방수로부터 간접적으로 열교환을 하므로 열교환을 하는 두 유체(난방수와 온수)사이의 온도차이가 연소가스와 난방수의 온도차이에 비해 매우 적기 때문이라고 판단된다.

비록 온수의 경우에 있어서 유입방향에 따른 열효율의 차이가 작은 값이긴 하지만 대향류 열교환 상태인 유입방향이 상향일 때가 병행류 열교환 상태가 되는 유입방향이 하향일 때 보다 열효율이 높다.



(a) heating water



(b) warm water

Fig. 5 Effect of water flow direction (Q=23.3 kW, 4-baffle)

4.3 발열량이 효율에 미치는 영향

Fig.6은 배플의 개수가 4개이고 난방수의 열교환기로의 유입방향이 상향일 때, 유량을 0.3, 0.45, 0.6m³/hr로 변화시켰을 때 연소기의 발열량이 열효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

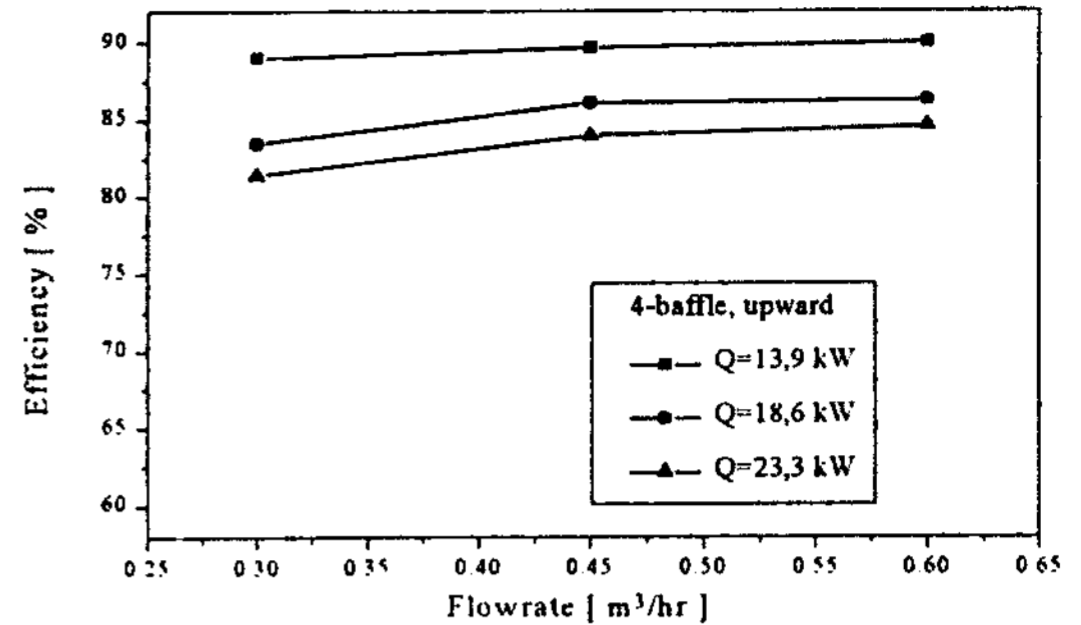


Fig. 6 Effect of heat capacity of burner (4-baffle, flow direction : upward)

그림에서 알 수 있듯이 연소기의 발열량이 적어질수록 열효율은 높아진다. 이것은 본 실험에서 사용한 연소기가 기존의 가스 보일러의 분젠 버너식 연소기와는 달리 공기와 연료가 예혼합되어 유입되는 방식을 사용하기 때문에 공기가 화염에 의해 자연이 빨려 들어오는 것이 아니라 강제로 공기를 공급하는 방식을 사용하여 연소를 한다는 점에 그 원인이 있다. 즉 공기를 강제로 공급하는 방식에서는 발열량을 높이기 위해서는 공기와 연료의 유량을 모두 증가시켜야 하기 때문에 발열량이 높아진다는 것은 곧 연소가스의 유량이 증가한다는 것을 의미하며, 이것은 다시 말하면 일정한 통로에 일정한 압력으로 유량을 늘려 주게 되면 유속이 증가한다는 것을 의미하게 된다. 일반적으로 관내 유동에서 유속이 증가하면 열전달계수가 증가하지만 본 실험과 같이 안지름과 길이의 비가 작은 경우에는 유속이 증가함에 따라 벽면과 열교환을 하지 못하고 그대로 배출되는 연소가스의 양이 증가하므로 열효율은 감소하는 것으로 판단된다.

4.4 배플의 영향

Fig.7은 발열량이 23.3kW이고, 난방수에 대해

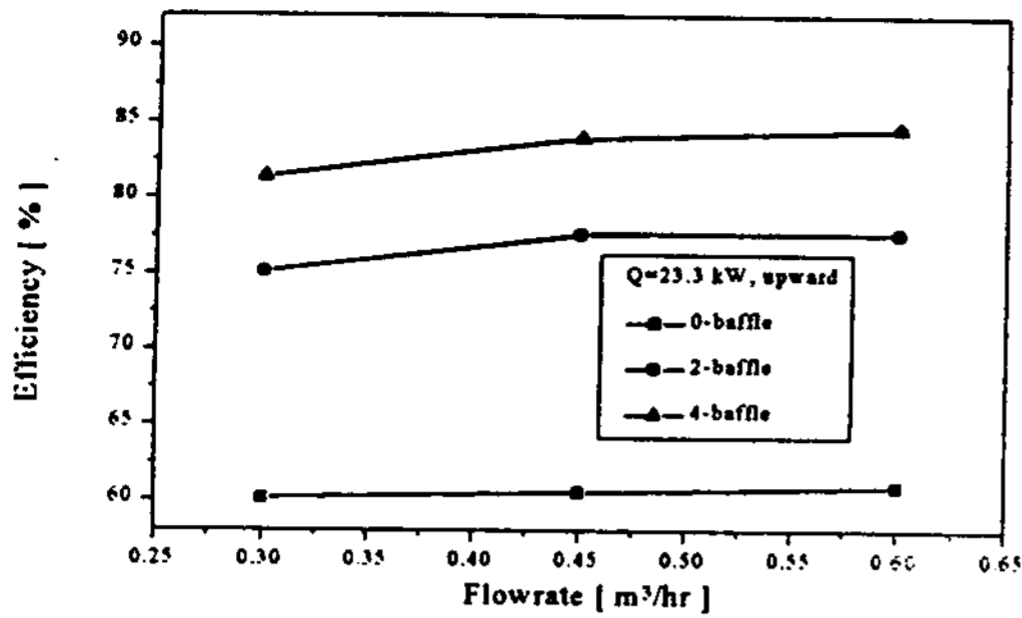


Fig. 7 Effect of baffle number. (Q=23.3 kW)

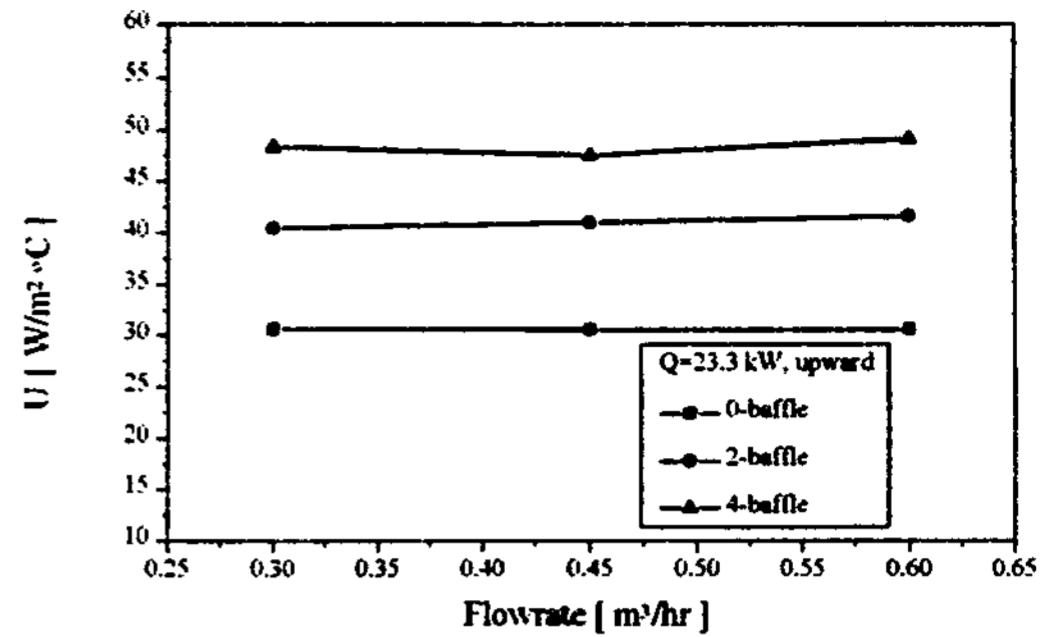
여 유입방향이 상향일 경우 유량을 0.3, 0.45, 0.6m³/hr로 변화시키면서 배플이 없을 때와 2개일 때, 4개일 때 배플이 효율에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

그림에서 나타난 바와 같이 배플의 개수가 증가함에 따라 열효율이 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 배플이 없을 때보다 배플이 2개일 때 효율은 유량에 대해 평균 16%가 증가한데 반해, 배플이 2개에서 배플이 4개로 증가되었을 때는 유량에 대해 평균 6.5%가 증가하였다.

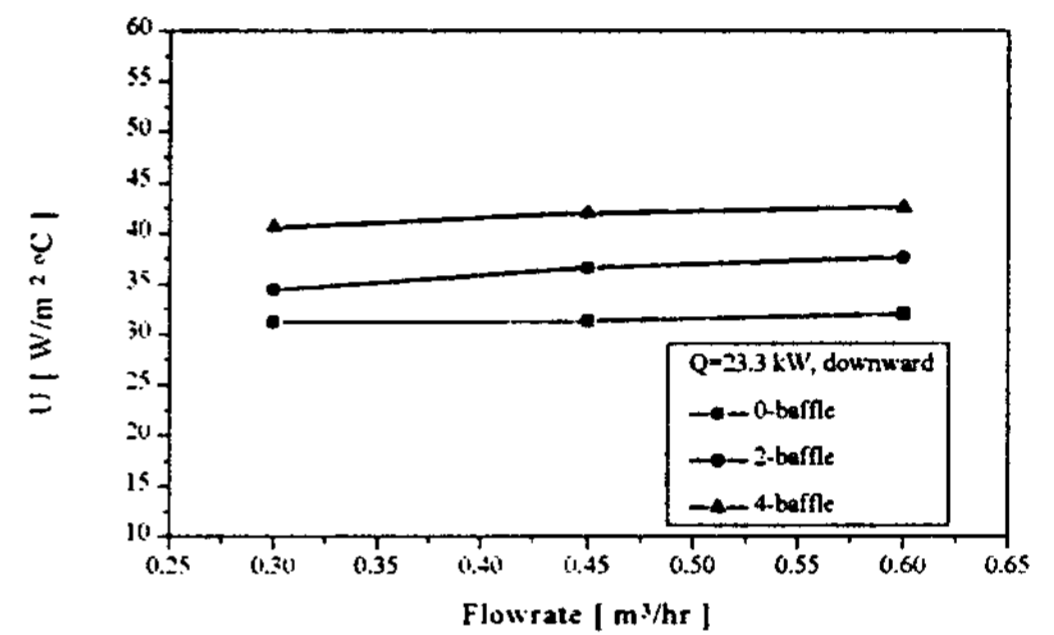
이것은 배플의 개수를 증가시켰을 때 배플의 개수에 대한 열효율의 증가는 점점 작아진다는 것을 의미하며, 배플의 개수를 더욱 늘려 6개 이상으로 하게 되면 열효율은 증가하게 되지만 그 증가량은 더욱 적어질 것으로 판단된다.

4.5 열관류계수

Fig.8(a),(b)는 발열량이 233kW일 때, 배플이 없을 경우 2개, 4개의 경우에 대해 난방수의 유량을 0.3, 0.45, 0.6m³/hr로 변화시켰을 때 열관류계수를 나타낸 것이다. 열전달 면적은 편이 설치된 고온 가스측을 기준으로 하였다.



(a) upward



(b) downward

Fig. 8 Overall heat transfer coefficient for various flow rate

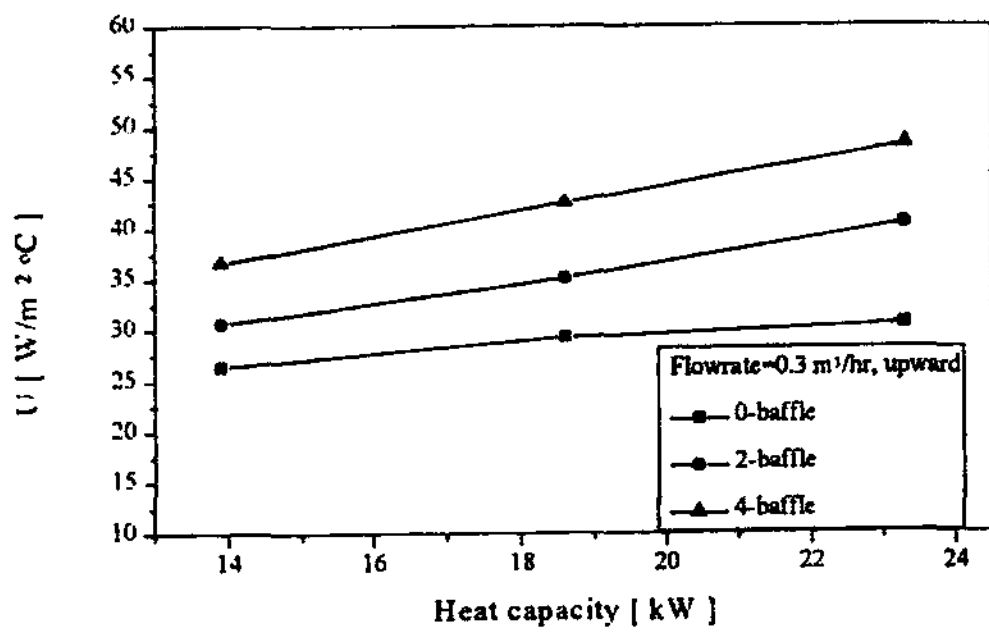
Fig.8(a),(b)에서 보는 바와 같이 열관류계수는 난방수의 유입방향이 각각 상향일 때와 하향일 때 난방수유량의 변화에 대해 거의 변화하지 않고 배플의 개수의 증가에 따라 크게 변화함을 알 수 있다.

일반적으로 난류인 내부유동에서 많이 사용되는 Dittus-Boelter⁹⁾의 식에 따르면 유량이 증가하면 Reynolds수의 증가에 의하여 열전달계수가 증가한다. 그 식은 다음과 같다.

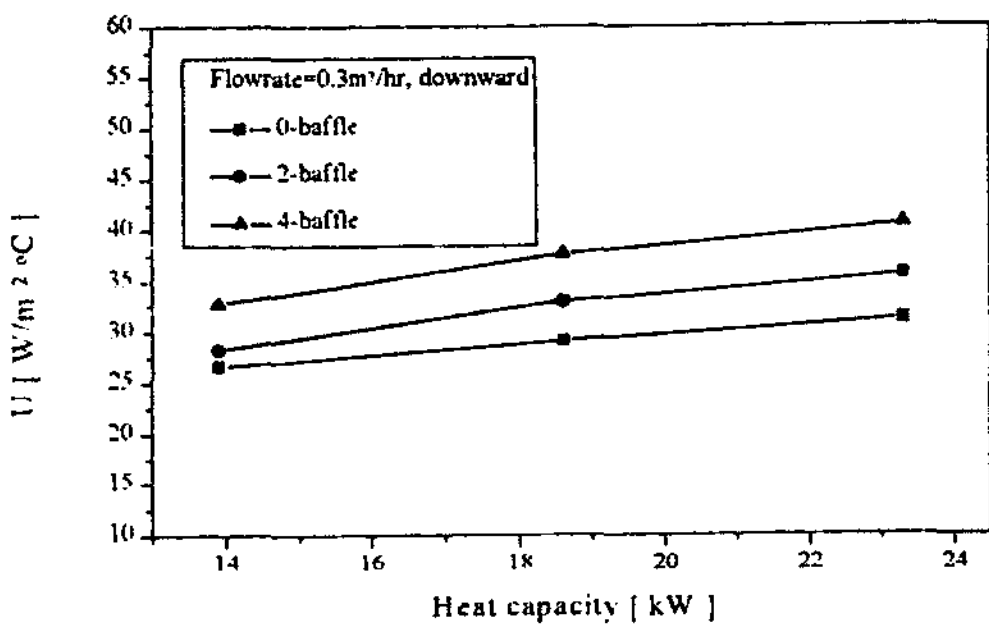
$$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8}Pr^n \quad (11)$$

여기서 가열의 경우 $n=0.4$, 냉각의 경우 $n=0.3$ 이다.

그러나 난방수의 유량변화에 대해 열관류계수가 거의 변화하지 않는 것은 식(3)에서 난방수측의 대류열전달계수가 열관류계수에서 차지하



(a) upward



(b) downward

Fig. 9 Overall heat transfer coefficient for various heat capacity of burner.

는 비율이 낮기 때문이라고 판단된다. 따라서 열관류계수를 증가시키기 위해서는 난방수보다는 연소가스측에서 열전달증진방안을 고려해야 할 것이다

Fig.9(a),(b)는 동일한 난방수의 유량조건일 때 각각 난방수의 유입방향이 상향과 하향일 때 발열량을 13.9, 18.6, 23.3kW로 변화시켰을 때 발열량에 대한 열관류계수를 배플의 개수의 변화에 대해 도시한 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 열관류계수는 발열량의 증가에 의해서보다는 배플의 개수의 증가에 의해서 더욱 증대되는 것을 알 수 있다.

이는 배플의 설치에 따라 연소가스의 유로가 길어지게 되고, 또한 유로의 폭이 줄어들어 유속이 증가하게 되어 열전달이 증진되기 때문에,

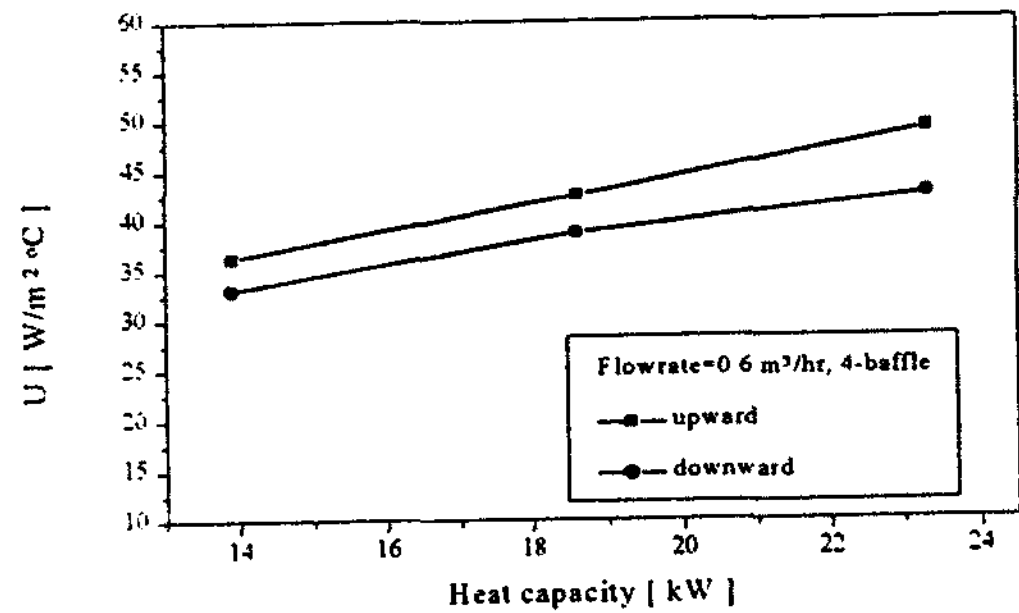


Fig. 10 Comparison of overall heat transfer coefficient between upward and downward flow direction.

그리고 앞서 4.3절에서 기술한 바와 같이 발열량의 증가에 따라 효율이 저하되기 때문에 발열량을 높이더라도 연소기내의 발열량에 대한 실제 열교환되는 열량의 비율은 적어지기 때문이라고 판단된다.

Fig.10은 유량이 0.6m³/hr일 경우 발열량을 13.9, 18.6, 23.3kW로 변화시켰을 때 연소가스측의 열관류계수에 대해 난방수의 유입방향이 상향과 하향일 때를 비교한 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 난방수의 유입방향이 상향일 때가 하향일 때보다 두드러지게 열관류계수가 큼을 볼 수 있다. 이것은 앞서 기술한 바와 같이 열교환기에서 전달되는 열량이 같은 경우에는 대향류 열교환 즉 난방수의 유입방향이 상향일 경우가 병행류열교환인 유입방향이 하향일 경우보다 대수평균온도차가 적어지기 때문에 열관류계수에 관한 식(6)으로부터 유입방향이 상향인 경우가 하향의 경우보다 열관류계수가 커지기 때문이라고 판단된다.

V. 결론

본 연구에서는 가스보일러용 열교환기의 열전달 특성을 규명하기 위해 세 가지 발열량의 조

건에서 난방수와 온수의 유입방향을 각각 상향과 하향으로 바꾸어 가며 배플의 개수를 0, 2, 4개의 경우로 나누어 열효율 실험을 수행하였으며, 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 난방수와 온수의 경우 전체적으로 물의 유입방향이 상향일 때 효율이 높게 나타났다. 그러므로 보일러를 실제 운전할 때에는 난방수와 온수의 물의 유입방향을 상향으로 하여야 한다.
2. 발열량이 증가할수록 효율의 감소가 일어났는데, 발열량이 증가할 경우에도 효율의 저하를 적게 하기 위해서는 발열량 변화에 따른 적정 전열 면적의 연구가 수행되어야 한다.
3. 배플 개수의 증가에 따라 효율이 증가하였는데, 배플의 개수의 증가에 따른 효율의 증가폭은 점차 줄어드는 경향이 나타났다. 따라서 열효율을 높이기 위해서는 배플의 개수를 늘려야 할 것으로 판단되지만, 압력 손실, 효율 증가폭의 감소 등을 고려하는 적정 배플의 개수에 대한 연구가 수행되어야 한다.
4. 열관류계수는 난방수의 유량의 증가에 대해서는 거의 변하지 않았으나 배플의 수가 증가함에 따라 증가하였다. 따라서 열관류계수를 증가시키기 위해서는 난방수보다는 연소가스측에서 열전달증진 방안을 고려하여야 한다.

후 기

본 연구는 1996년도 한국과학재단(과제번호 : 95-2-09-07-01-2)의 연구비 지원에 의하여 그 일부가 수행되었으며, 과학재단에 감사드린다.

참고 문헌

1. Bergles, A. E., Jensen, M. K., Somerscales, E. F. C., and Manglik, R. M., "Literature

Review of Heat Transfer Enhancement Technology for Heat Exchangers in Gas-Fired Applications." GRI Topical Technical Report, GRI 910146, 1991.

2. S. A. Idem, C. Jung, G. J. Gonzalez, V. W. Goldschmidt, "Performance of air-to-water copper finned-tube heat exchangers at moderately low air-side Reynolds numbers, including effects of baffles", Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 30, No. 8, pp. 1733-1741, 1987.
3. A. W. Lemmon, A. P. Colburn and H. B. Nottage, "Heat transfer from a baffled finned cylinder to air", ASME Trans. 67, 601~612, 1945.
4. 장안식, "Gas Boiler 열교환기의 성능평가에 관한 실험적 연구", 명지대학교 석사학위논문, 1995.
5. Frank M. White, "Fluid Mechanics", 2nd ed., McGraw-Hill New York, 1986.
6. L. F. Moody, Friction Factors for Pipe Flow, ASME Trans., vol. 66; pp.671~684, 1944.
7. S. E. Haaland, Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow, J. Fluids Eng., pp. 89~90, March 1983.
11. Frank P. Incropera, David P. de witt, "Fundamentals of heat and mass transfer", 3rd ed. John wiley & sons, 1990.
8. 日本機械學會, "JSME Data Book: 流体計測法", 山岡景恭, 1991.
9. Dittus, F. W., and L. M. K. Boelter, University of California Publications on Engineering, Vol. 2, p. 443, Berkeley, 1930

The Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics

S. H. Hong, Y. K. Kim, I. G. Kim, D. C. Kim, C. E. Lee, C. S. Yim

* *Inha University, Graduate School*

** *Dept. of Mechanical Engineering, Inha University*

Abstract

The performance of gas-fired boilers were experimentally investigated. The heat exchanger used for the experiments consisted of circular tube with longitudinal fins for the gas side and a spiral coil for the water side. The burner was located at the top of the heat exchanger, and the burned gas flowed down to the exit. The experiments carried out for different water flow rates, the heat capacities of the boiler and the number of baffle. The thermal efficiency of the upward flow was higher than that of the downward flow of the water in the heat exchanger. As the boiler capacity increased, the thermal efficiency decreased. As the number of the baffles increase, the thermal efficiency increased and the increasing rate of the efficiency decreased. The gas-side overall heat transfer coefficient was independent of the flow rate of the water. The effect of the number of the baffles on the heat transfer coefficient was greater than that of the boiler capacity.