

## 家庭用 油類 보일러의 熱性能 向上에 관한 基礎設計 研究

정진도 · 이은모\* · 류정인\*\*

한전기술연구원 전력연구실, \*충남대학교 대학원 기계공학과, \*\*충남대학교 기계공학과

### A basic design study for the thermal performance improvement of domestic oil boiler

Jin Do Chung, Eun Mo Lee\* and Jeong In Ryu\*\*

Korea Electric Power Corporation, Research Center

\*Department of Mechanical engineering, Graduate School, Chung Nam National University

\*\*Department of Mechanical engineering, ChungNam National University

#### 요 약

본 연구에서는 일반 가정에서 많이 쓰이고 있는 15,000 Kcal/hr용량의 유류 보일러에 대한 제반 실험을 통하여 보일러 운전자료를 제공함은 물론 방열코일의 열교환 실험을 통하여 시중에 유통되고 있는 방열코일의 방열량 비교와 공기와 냉각수와의 열관류율을 비교함으로써 보일러 시공에 필요한 기초 자료를 얻었다.

연소에 필요한 급기량은 매연농도가 문제시 되지 않는 Smoke Scale No.가 1 이하인 공기비 1.45 이상으로 운전이 되어야 하며 송수온도는  $t_2 = -0.0781XG_w + 85(^\circ\text{C})$ 의 실험식으로 표시할 수 있다. 공기중에서 코일의 방열량은 X-L관이 외경의 차이로 인해 동관보다 높게 나타났다.

**Abstract**-This study has been performed on the oil boiler of 15,000 Kcal/hr, making change of combustion air flow rate, feed water flow rate, and fuel component ratio.

The experimental results were as follows;

1) When combustion air flow rate increases, temperature of exhaust gas raised and thermal efficiency of boiler decreased; therefore, the operation of the boiler have to be limited on condition that the excess air ratio is above 1.45 and smoke scale number is less than unity.

2) By this experimental limit, the temperature of the feed water flow rate was within the limits of 300 kg/hr-800 kg/hr. It can be expressed as the following formula.

$$t_2 = -0.0781X G_w + 85(^\circ\text{C})$$

The temperature of exhaust gas decreased 10 degrees when the feed water flow rate increases 1.5 times also, as it was increased 2 times so temperature of exhaust gas was decreased 20 degrees.

3) By change of the fuel component, combustion of mixture-oil, (kerosene(80) : bunker oil(20)) was the most economic combustion conditions.

4) Heat flux of coil in air, X-L pipe was more larger than the copper pipe because the full diameter of the X-L pipe is the longer than the two cases.

#### 1. 서 론

현재 우리나라의 가정용 난방보일러는 에너지원에

따라 구명탄보일러, 유류 보일러, 가스보일러, 전기보일러로 나눌 수 있으나 국내의 일반주택 난방용으로 유류용 온수보일러가 가장 많이 보급되어 있다.

선진 각국에서는 1973년의 오일쇼크 이후 온수보일러에 대한 활발한 연구활동을 통해 시공지침이나 기술수준의 형태를 범재화시켜 주거용 에너지의 절감을 꾀하고 있다. 우리나라의 보일러에 대한 연구는 대부분이 산업용이나 발전용 보일러의 연구에 치중되어 왔고<sup>1,2)</sup> 보일러 성능에 관한 연구는 몇몇 보일러 제작회사의 제작에 필요한 연구와 효율에 관련한 기초적인 연구에 머무르고 있는 실정이다.<sup>3)</sup> 구멍탄을 이용하여 가정용 온수보일러에 이용한 연구로는 손과홍등<sup>4,5)</sup> 의연구가 있으며 공동주택 난방시스템에 대해서는 민등<sup>6)</sup>에 의해 연구가 수행되었다.

가정용 난방보일러에 대한 연구로는 이등<sup>7)</sup>이 온수보일러의 종합운전 효율향상을 위한 방안과 설치시 공기준(안)을 마련하여 적절치 못한 열손실 요인과 불필요한 시공을 배제토록 하였다. 강등<sup>8)</sup>은 아파트 난방시스템의 효율개선에 관한 연구에서 연속 난방방식을 채택할 경우 발생하는 문제점을 파악하고 단위세대내에서의 열성능 분석을 통해 적절한 온수의 유속과 관경등을 제시하였다. 위의 연구들은 주로 보일러 시공에 관련한 것과 배관시스템의 개선에 관한 내용이 대부분이다. 본 연구의 목적은 일반 가정에서 가장 많이 쓰이고 있는 15,000 kcal/hr 용량의 유류보일러에 대한 제반 실험을 통하여 보일러 운전자료를 제공함은 물론 방열코일의 열교환실험을 통해 시중에 유통되고 있는 방열코일(동관, X-L관, 강관)의 방열량 비교와 공기와 냉각수에서의 열관류율을 비교함으로써 보일러 시공을

할때 기초 설계자료를 제공코자, 급기량을 변화시키면서 배기가스 온도 및 매연농도, 연소실 온도, 열효율변화 등을 측정하였다. 온수 송수량(유통수량)에 따른 송수온도, 배기가스 온도, 연소실 온도의 변화 및 연료조성의 변화에 따른 효율, 배기가스의 온도, 연소실 온도의 변화와 동시에 평행류 열교환기를 제작하여 방열코일의 방열량 및 열관류율을 측정하여 가정용 유류 보일러의 기초 설계자료 취득 및 열성능 향상책에 관해 실험을 하였다.

Table 1. Specifications of oil boiler.

Item / Model No.	KSQA(F) - 15
Nominal capacity (kcal/hr)	15,000
Quantity of oil used (lit/hr)	2.05
Capacity of oil tank (lit)	60
Heating area (M <sup>2</sup> )	1.03
Max. efficiency (%)	89
Maximum working pressure (kg/cm <sup>2</sup> )	1
Capacity of boiler water (lit)	34
S	Width×length×height
T	398×712×922
A	Tap hole
N	32A
D	Return water hole
A	32A
R	Feed and delivery water hole
D	15A
A	Drainage hole
R	32A
D	Flue hole
	φ 80
	Fixed position of tank
	Left

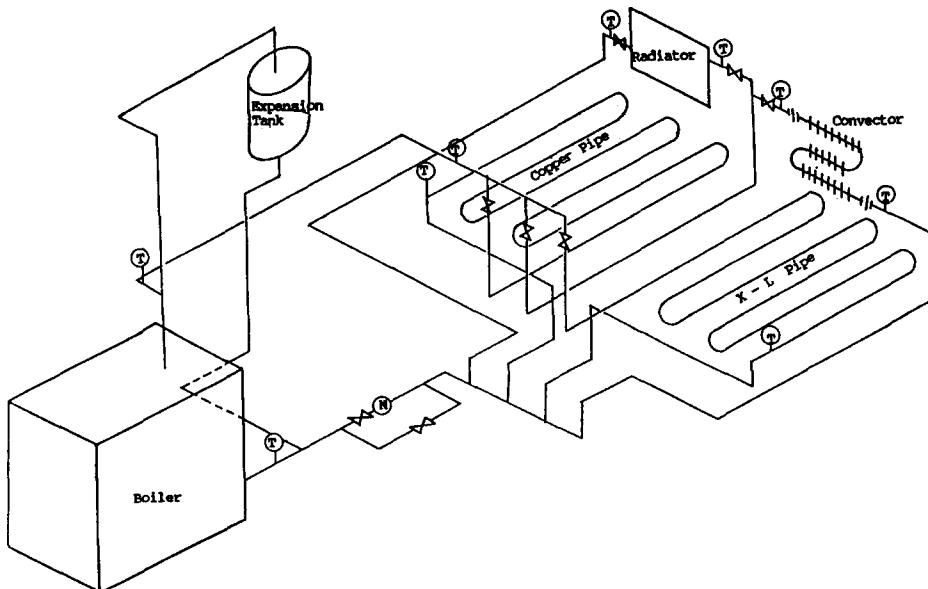


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2-1. 보일러 성능 실험장치

본 실험에 이용한 보일러는 국내 R사에서 생산된 15,000 kcal/hr 용량의 가정용 유류 보일러로서 제원은 Table 1과 같으며, Fig. 1과 같은 실험장치를 통해 연소실 온도분포와 보일러 효율 및 배기가스 온도, 매연 농도등을 측정 실험하였다.

연소실 온도측정은 보일러의 연소실에 Fig. 2와 같이 열전대를 설치한 후 전자식 온도 조절계를 통해 디지털 방식으로 온도를 측정하였으며, 연소실 내부의 부위별 온도 감지는 Fig. 2과 같이 연소실 내부에 6개의 열전대를 사용하여 앞쪽과 뒷쪽의 온도를 감지할 수 있도록 이동식으로 설치하였다. 연소실과 연돌 사이에는 Fig. 3와 같이 보일러 상부의 수실 시작부분과

끝부분에 T7a와 T7b의 두곳의 온도를 측정할 수 있도록 했고 배기가스 온도는 보일러 상부 30cm 높이의 연통상에 열전대를 설치하여 측정했다. 연소실 내부의 온도는 열전대의 삽입길이에 따라 상당한 온도편차를 보이므로 실험장치 설치 전 정확한 깊이를 보정한 후 측정하여 예비 실험을 행한 후 열전대에 눈금을 표시하고 본 실험을 실시하였다. 또한 연소실 온도는 송풍량이나 연료조성비, 송수량에 따라 민감하게 반응하므로 보일러 가동 후 송수온도가 일정하게 되는 열평형 상태에서 측정된 것만을 유효한 값으로 하였다<sup>9)</sup>.

연료량은 오일전용 유량계를 사용하여 50 cc씩 소모되는 시간을 측정하였으며, 공기량은 에어서지(Air Surge) 탱크를 이용하여 탱크내의 부압을 베르누이 정리에 의해 실제 급기된 양으로 계산하였고 에어서지

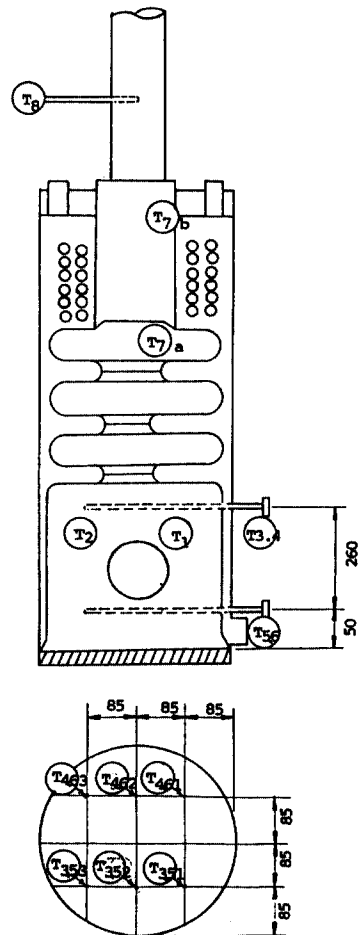
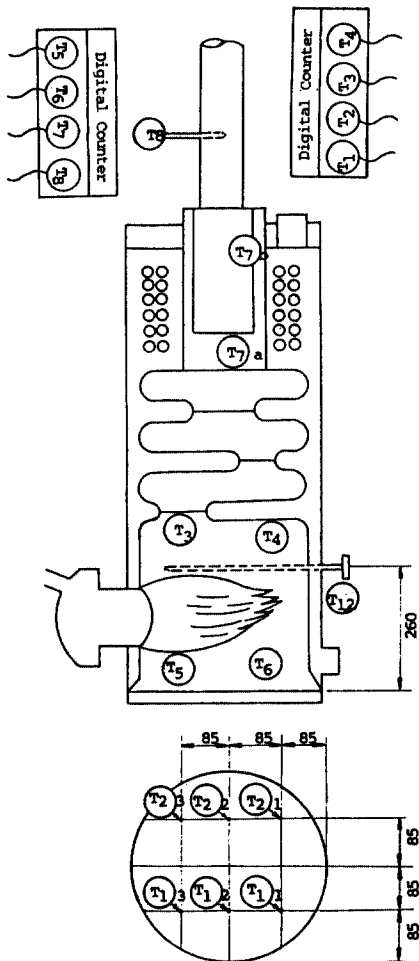


Fig. 2. Thermocouple installation diagram in Combustion chamber(right).

Fig. 3. Thermocouple installation diagram in Combustion chamber(front).

Table 2. Experimental results by change of combustion air flow rate.

Combustion air	Air Ratio	Fuel G(kg/h)	Feed water G <sub>w</sub> (kg/h)	Temp. of heating water t <sub>h</sub> (°C)	Temp. of feed water t <sub>f</sub> (°C)	Temp. of exhaust water t <sub>e</sub> (°C)	Room Temp. t <sub>r</sub> (°C)	Relative Humidity φ	Temp. of combustion chamber						Efficiency η(%)	smoke thickness	
									(T <sub>1</sub> ) <sub>h,2</sub>	(T <sub>2</sub> ) <sub>h,2</sub>	(T <sub>3</sub> ) <sub>h,2</sub>	(T <sub>4</sub> ) <sub>h,2</sub>	(T <sub>5</sub> ) <sub>h,2</sub>	(T <sub>6</sub> ) <sub>h,2</sub>			(T <sub>7</sub> ) <sub>h</sub>
17.6	1.55	1.987	328.7	69.5	16.5	205	27	80	590(1)	591	473	585	398	529	238	84	0
									607(2)	607	627	635	560	702			
17	1.49	1.987	359.1	65	17.5	204	28	75	597(1)	592	475	587	398	531	235	83.4	0
									609(2)	608	628	639	561	705			
16.5	1.45	1.987	343.2	68.2	16.5	199	25.5	80	594(1)	596	477	599	406	535	234	85.3	1
									611(2)	609	630	643	564	707			
16.5	1.45	1.987	387.5	61	17	198	27.5	80	594(1)	595	481	593	406	536	231	85	1
									610(2)	609	633	645	565	708			
16.3	1.43	1.987	329.5	71.5	16.5	193	25.5	80	597(1)	596	482	592	407	538	229	86	1, 2
									613(1)	610	634	646	565	709			
16.3	1.43	1.987	516.1	51	16.8	191	25	80	596(1)	593	480	590	404	536	229	86.2	1, 2
									613(2)	610	632	643	564	707			
16.3	1.34	1.987	410.4	61	17	191	26.8	78	613(1)	613	483	602	410	547	225	88.2	3
									630(2)	630	639	654	577	724			
15.3	1.34	1.987	329	70	16.5	192	27	80	616(1)	615	484	605	411	548	226	87	3
									635(2)	633	640	655	578	725			

탱크와 보일러 사이에 풍량 2.7 Nm<sup>3</sup>/min의 송풍기를 설치하고 댐퍼를 이용하여 급기량을 가감해 주었다. 매연측정은 Bacharach법을 이용하여 보일러 상부로부터 30 cm 높이의 연통에서 열적평형 상태에 있을때 3회씩 측정하여 기록하였다.

송수량 측정은 송수온도와 연소실 내부온도는 송수량에 따라 민감하게 반응하므로 밸브에 눈금을 새겨 송수량을 조정하고 공기 빼기 밸브로부터 공기를 제거한 후 실험을 했으며 열적평형 상태에 이르렀을 때의 송수량을 판수동저울을 이용하여 매 3회씩 측정하여 유효한 값을 취하였다.

2-2. 방열코일 및 방열기의 열교환 실험장치

공기중에서의 방열량 측정을 위한 방열코일과 방열기는 앞절의 Fig 1과 같이 설치했으며, 공기중에서의 방열량은 송수량이 많을때는 입구온도와 출구온도가 거의 같아지므로 펌프를 제거하고 팽창탱크의 높이를 고정하여 일정한 압력으로 일정량이 흐를 수 있도록 했으며 각각의 코일과 방열기에 대해 밸브 조정을 하면서 실험하였다.<sup>10,11)</sup>

냉각수에서의 방열량 측정은 세 관이 평행하게 놓여있게 설계된 평행류 열교환기를 제작하였으며, 외관은 40A의 강관을 사용하였고, 내관은 15A의 동관, X-L관, 강관을 사용하여 각각에 대해 열교환량을 측정하였다.

2-3. 실험조건

보일러는 실내에 설치하여 외기에 의한 영향을 최소화 했으며, 날씨등에 의한 외부의 영향을 최소화 하기 위해 바람이 없는 맑은 날의 실험결과만을 유효한 것으로 하였고 실험실 내의 대기압은 760 ± 10 mmHg, 상대습도 75 ± 10%, 실내온도 25 ± 5°C의 조건하에서 실험하였다.

또한 본 실험은 장시간 소요되기 때문에 연소 지속시간에 따라 실험결과의 변화가 심하므로 보일러 운전 시작 후 일정시간 간격으로 열평형 상태에 이르렀을 때의 결과치만을 유효한 값으로 취하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 공기량에 따른 실험

Table 2는 공기량을 변화시키면서 연소실온도 분포와 배기가스 온도 및 효율변화 등을 나타낸 도표로서 공기비의 증가는 배기가스 온도의 상승을 가져오고 반면에 효율과 연소실 내부온도는 감소하고 있음을 나타내고 있다. Fig 4는 공기비와 배기가스 온도의

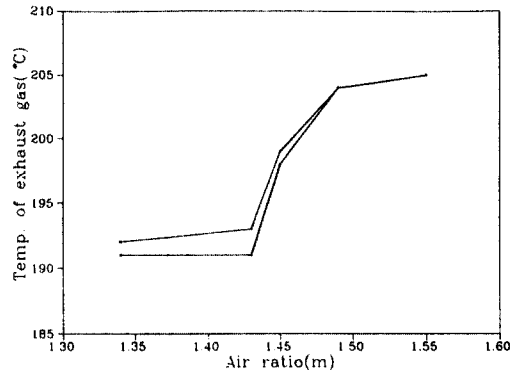


Fig. 4. Relation between temperature of exhaust gas and excess air ratio.

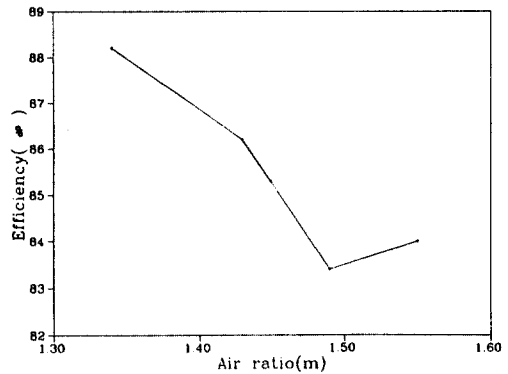
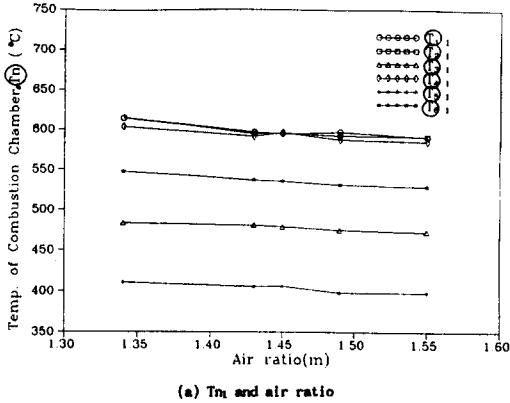


Fig. 5. Relation between efficiency and excess air ratio

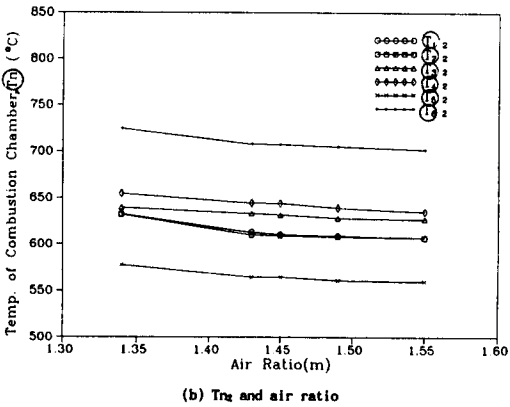
관계를 표시한 것으로 공기비 1.45이하에서는 배기가스 온도가 192°C를 넘지 않았고 그 증가폭도 완만했으나, 공기비 1.4~1.5까지는 그 증가폭이 매우 커서 배기가스 온도가 12°C까지 증가 하였다.

이 결과는 과잉공기로 인해 연소가스의 유출속도가 빨라져 연소가스의 고온 열량이 수실로의 열전달에 충분히 영향을 미치지 못한채 배기가스로 유출되기 때문이며 공기비 1.5를 기점으로 배기가스 온도가 완만하게 증가하는 것은 연소실에서 연돌에 이르기까지 보일러 내부의 내부속도저항으로 인해 유출속도의 완만한 감소로 배기가스 유출이 늦어지기 때문이라고 사료된다. 차후 이부분에 대해서는 계속적인 고찰이 필요 할것으로 본다.

Fig 5는 공기비와 전열 효율과의 관계를 나타낸 것으로 공기비의 증가는 연소효율의 증가를 가져올 수 있으나, 상대적으로 전열효율의 감소분이 크기 때문에 결과적으로는 전열 효율의 감소를 가져와서 공기비



(a)  $T_{n1}$  and air ratio



(b)  $T_{n2}$  and air ratio

Fig. 6. Relation between temperature of combustion chamber and excess air ratio.

1.34에서 88%의 전열 효율이 공기비 1.5에서 83%로 나타나 5%의 전열 효율감소를 나타내고 있다. 따라서 보일러 효율을 높이기 위해서는 급기량을 감소시켜야 하나 이는 매연 농도를 증가시키는 결과를 초래하게 되므로 매연농도가 거의 0에 가까운 공기비 1.45~1.5 정도로 댐퍼를 조정 한 후 보일러를 가동시켜 주는 것이 적정하였다.

또한 매연농도는 공기량 감소와 함께 증가하는데 Smoke scale No. 가 1이하인 공기비 1.45 이상에서 운전이 요구되었다.

Fig. 6을 보면 공기비의 증가는  $T_1 \sim T_6$  모두에서 150~450의 온도감소가 나타났으며  $T_{n1}$ 에서의 온도분포는  $T_5 > T_3 > T_6 > T_4 \approx T_1 \approx T_2$  순서의 결과로 나타났다. 여기에서  $T_5, T_3$ 가 가장 낮은 온도를 나타낸것은 이 부분이 연소실의 화염이 시작되는 부분과 가깝기 때문이며, 이의 반대쪽인  $T_1, T_2$ 나  $T_4, T_6$ 는 높은 온도를 나타내고 있다.  $T_{n2}$ 에서의 온도분포는  $T_6 > T_4 > T_3 > T_1 \approx T_2 > T_5$  순으로 되어 있고  $T_6$ 가 가장 높은 온도를

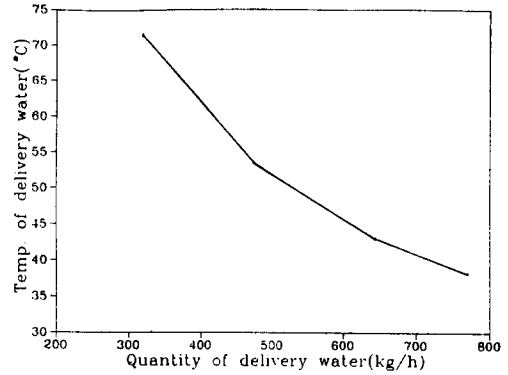


Fig. 7. Relation between water rate and temperature of supply water rate.

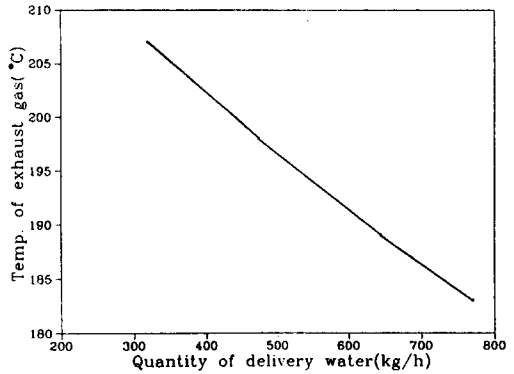


Fig. 8. Relation between supply water rate and temperature of exhaust gas.

나타낸것은 화염의 끝쪽에  $T_6$ 가 위치하고 있고 화염이 연소실 내부에서 약간 아래쪽으로 있기 때문이라 생각한다. 또한  $T_{n1}$  과  $T_{n2}$ 의 온도를 비교해 볼 때  $T_{n2}$ 가  $T_{n1}$ 보다 약 150°C 이상 높은 온도분포를 보이고 있는데 이 결과는 버너의 용량에 따른 연소실의 크기를 결정하는 중요한 인자라고 생각되며 본 실험결과치가 없으나 앞으로 충분한 연구가 있어야 할 것으로 사료된다.

### 3-2. 송수량에 따른 열성능

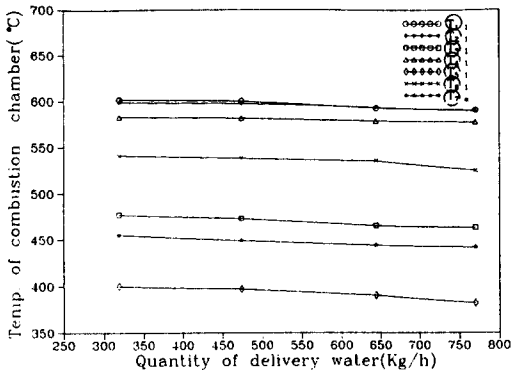
Table 3은 송수량을 변화시켰을때 송수온도와 배기가스온도 및 연소실 온도변화의 결과를 나타낸 도표이며 연소실 온도분포중 첫번째 실험에서  $T_{1.1.2.3} \sim T_{6.1.2.3}$ 까지의 온도는 각각의 열전대에 대해 열전대의 삽입길이를 조절하면서 앞쪽과 중앙쪽, 뒤쪽의 온도를 측정 한 값들이고 두번째 실험부터는 거의 일정한 비율로 온도상승이 되고 있으므로 중앙쪽과 뒤쪽의 온

Table 3. Experimental results by change of supply water rate.

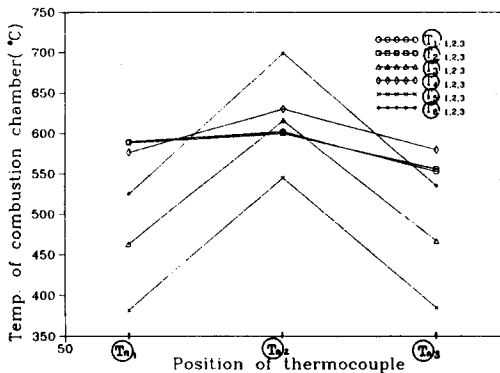
Combustion air	Air Ratio	Fuel G(kg/h)	Feed water G <sub>w</sub> (kg/h)	Temp. of heating water		Temp. of feed water		Room Temp. t <sub>a</sub> (°C)	Relative Humidity η	Temp. of combustion chamber						Efficiency η(%)
				t <sub>s</sub> (°C)	t <sub>w</sub> (°C)	t <sub>s</sub> (°C)	t <sub>w</sub> (°C)			(T <sub>1</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	(T <sub>2</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	(T <sub>3</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	(T <sub>1</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	(T <sub>2</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	(T <sub>3</sub> ) <sub>h,2,3</sub>	
17	1.49	1.987	770.1	16.2	38.2	183	23	78	590(1)	589(1)	463(1)	577(1)	382(1)	525(2)	442	
									602(2)	600(2)	616(2)	630(2)	545(2)	699(2)	438	
									553(3)	556(3)	467(3)	580(3)	385(3)	535(2)	445	
17	1.49	1.987	644	16.2	43	189	23.2	77	592(1)	593(1)	465(1)	578(1)	390(1)	535(1)	444	
17	1.49	1.987	473.8	16.2	53.5	198	24	78	600(1)	597(1)	473(1)	581(1)	397(1)	538(1)	449	
17	1.49	1.987	318.9	16.2	71.5	207	23.8	77	602(1)	599(1)	477(1)	583(1)	400(1)	541(1)	455	

Table 4. Experimental results by change of fuel component.

Fuel component	Combustion ion oil	Fuel G(kg/h)	Temp. of heating water		Temp. of feed water		Room Temp. t <sub>a</sub> (°C)	Relative Humidity η	Temp. of combustion chamber						Efficiency η(%)	smoke thickness scale No.				
			t <sub>s</sub> (°C)	t <sub>w</sub> (°C)	t <sub>s</sub> (°C)	t <sub>w</sub> (°C)			(T <sub>1</sub> ) <sub>h</sub>	(T <sub>2</sub> ) <sub>h</sub>	(T <sub>3</sub> ) <sub>h</sub>	(T <sub>1</sub> ) <sub>h</sub>	(T <sub>2</sub> ) <sub>h</sub>	(T <sub>3</sub> ) <sub>h</sub>						
Kerosene : bunker C-oil	90:10	16.5	1.8941	502.6	50.5	17	193	25	77	594	593	470	580	389	536	450	205	86.3	0	
																				0
																				0
	80:20	16.5	1.9183	501.2	50.2	17	198	26	77	588	590	472	581	376	530	458	209	84.5	0.1	
																				0.1
	70:30	16.5	1.9424	514.3	50.5	17	205	27	77	580	581	465	573	369	522	472	216	84.3	1.2	
																				1.2
	경유	16.5	1.9870	516.4	51	16.8	191	25	78	598	597	472	581	396	538	449	203	86.2	0	
																				0
		16.5		585.2	46	16.2	192	24	78	596	597	473	579	395	537	450	203	85.2	0	



(a) based on the quantity of delivery water



(b) based on the position of thermocouple

Fig. 9. Relation between supply water rate and temperature of combustion chamber.

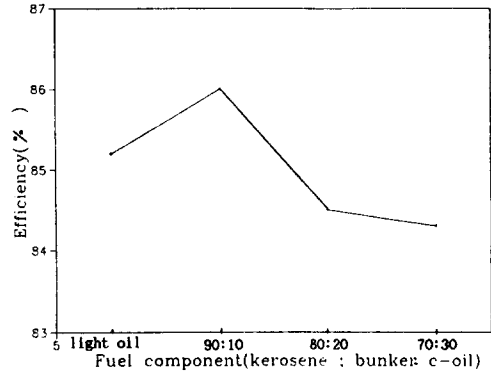
(a) efficiency and fuel component, (b) exhaust gas and fuel component.

도측정을 생략한 것이다.

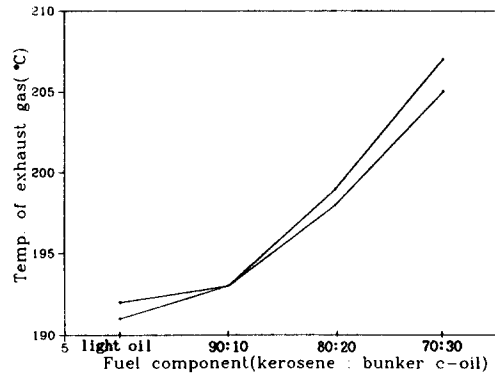
Fig. 7에서는 보일러의 송수온도는 연속운전시 송수량이 증가할 수록 낮아지는 경향을 보이고 있으며 실험에 의해 송수량이 300 kg/h~800 kg/h까지는 대략 다음과 같은 반비례 관계가 성립하는 식을 도출해 낼 수 있다.

$$\text{송수온도} = -0.0781 \times \text{송수량} + 85 [^{\circ}\text{C}]$$

Fig. 8에서 배기가스 온도는 송수량의 증가와 함께 감소하는데 이는 연소실에서 보일러 유통수로의 전열량이 많아지기 때문이며 송수량이 300 kg/h~800 kg/h 범위에서 송수량이 1.5배 증가하면 배기가스 온도가 10°C 낮아지고 송수량이 2배 증가하면 20°C 낮아짐을 알 수 있었다. 송수량이 300 kg/h 이하일 때는 보일러의 연속운전시 보일러수가 증기로의 상변화를 가져오게 되며, 800 kg/h 이상인 경우에는 코일에서의



(a) efficiency and fuel component



(b) exhaust gas and fuel component

Fig. 10. Relation between thermal performance and fuel change.

방열이 효과적으로 이루어지지 못하므로 실험에서 제외하였다.

또한 Fig. 9에서 연소실의  $T_{n1}$ 과  $T_{n2}$ 의 온도분포는 대칭적으로 되어 있음을 알 수 있는데 이는 이 부분이 화염을 중심으로 양측면의 온도에 해당하기 때문이며,  $T_1$ ,  $T_2$ 에서의 온도차는  $T_{n1}$ 이 화염의 끝쪽 온도이고  $T_{n2}$ 가 화염이 시작되는 부분의 온도에 해당하기 때문이며, 그 온도차는 약 350°C를 나타내고 있다. 또 중앙쪽 온도  $T_6$ 가 가장 높게 나타나는데 이 원인은  $T_{6,2}$ 가 화염과 가장 근접해 있고, 화염이 연소실에서 약간 아래쪽으로 치우치는 경향을 보이기 때문이라고 생각된다.

### 3-3. 연료변화에 의한 열성능 해석

Table 4는 연료조성을 변화시켰을 때 배기가스의 온도, 효율 및 연소실 온도 분포가 어떻게 변화하는지를 나타낸 도표로서 Fig. 10(a)에서 연료조성에 따른 효율은 경유와 석유+병커C유(90:10)에서는 거의 비



Table 5. Comparison of heat flux per unit length in air.

Item Unit	Feed water	Temp. of outlet	Temp. of entrance	Full diameter	Length of pipe	Reation area	Room Temp	Heat flux per unit length	Heat flux per unit area	Overall heat transfer coefficient	Overall radiation
	$G_w(\text{kg/h})$	$t(^\circ\text{C})$	$t(^\circ\text{C})$	$D_o(\text{mm})$	$C_a(\text{m})$	$A(\text{m}^2)$	$t(^\circ\text{C})$	$(\text{kcal/m} \cdot \text{h})$	$(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h})$	$u(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	$Q_o(\text{kcal/h})$
Copper pipe	137	68.9	66.4	15.9	13.82	0.6903	25	24.9	499.5	11.7	344.8
X-L pipe	137	70	67.3	20.2	13.74	0.8719	24	27.1026	427.1010	9.5655	372.3894

Item Unit	Feed water	Temp. of outlet	Temp. of entrance	Section, fin	Width $\times$ Length $\times$ Height, Surface area	Room Temp.	Heat flux per unit area	Overall heat transfer coefficient	Overall radiation
	$G_w(\text{kg/h})$	$(^\circ\text{C})$	$(^\circ\text{C})$	EA	(cm, $\text{m}^2$ )	$t_r(^\circ\text{C})$	$(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h})$	$\mu(\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	$Q_o(\text{kcal/h})$
Radiator	144	62.8	65.8	12	$60 \times 16 \times 45$	25	496.3531	12.63	434.8053
Convactor	144	64.1	69.1	180	$66 \times 11 \times 42$	25	1,858.1423	16.91	724.6755

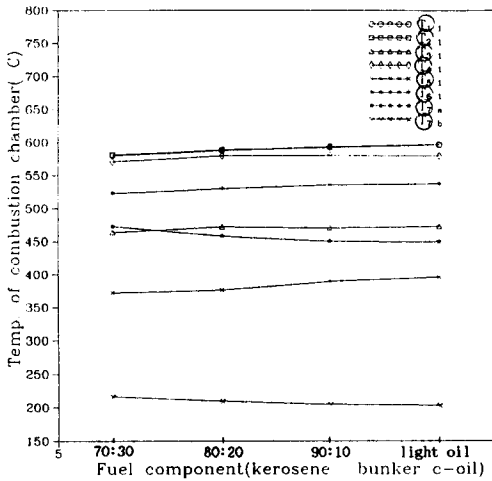


Fig. 11. Relation between fuel component and temperature of combustion chamber.

슷하나 병커C유의 비율이 높아짐에 따라 비슷하게 효율이 감소하고 있음을 알 수 있다.

그러나 이는 보일러운전의 경제성을 고려할 때 무시할 수 있는 정도이고 매연발생이 문제되지 않는 smoke scale No. 가 0와 1이고 병커C유의 비율을 20% 이하로 낮춘 혼합유를 사용한다면 더욱 경제적인 보일러운전을 기대할 수 있으리라 본다. 이와는 반대로 Fig. 10(b)에서 배기가스온도는 경유와 석유병커C유(90:10)에서는 거의 비슷한 수치를 나타내고 있지만 병커C유의 비율(석유+병커C유(80:20))이 높아짐에 따라 배기가스 온도가 상승함을 알 수 있다. 배기온도가 높아진 사유로 고려 되는 현상은 미연소된 병커C유 연료가 배기중 후연소 현상이 국부적으로 일어 난 때문에 약간의 배기온도 상승이 나타났다.

또한 Fig. 11에서 연소실 온도분포는  $T_w$ 를 제외한 모든 지점에서 병커C유의 비율이 높아짐에 따라 연소실 내부온도는 낮아지고 있다. 이는 병커C유의 저위 발열량이 약 9,700 kcal/kg으로 경유 10,300 kcal/kg, 석유 10,350 kcal/kg 보다 낮은 것과 연소실에서 미연소로 인한 온도 저감현상이 그 원인이라 생각된다. 또한  $T_w$ 는 보일러 수실의 끝부분에 위치하고 있기 때문에 연소실 내부온도와는 반대로 병커C유의 비율이 높아짐에 따라 상승하고 있음을 알 수 있었다.

### 3-4. 공기중에서의 코일과 방열기 방열량 비교

공기중에서 코일과 방열기의 방열량은 동관과 X-L관, Radiator와 Convector로 구분하여 실험하였다.<sup>12, 13)</sup> 동관과 X-L관의 경우 입출구의 온도차로 인한 오차를

줄이기 위해 거의 같은 길이로 실험하였으며, Table. 5에서 보는 바와 같이 동관의 열전도율(332 kcal/m.h °C)이 X-L관이 오히려 8% 정도 높게 나타났다. 이는 두관의 외경차이에 기인한 것으로 판단되었다. 동일한 실험 조건으로 설정하여 외경과 무관한 단위면적당 방열량과 열관류율에 있어서는 동관이 X-L관에 비해 각각 17%와 22% 높게 나타났다.

Radiator와 Convector의 경우, 실질적으로 두 방열기가 일정공간을 점유하고 있으므로 단위면적당 방열량을 계산하기 위해 각각의 경우에 대해 가로×세로×높이를 실측하여 환산 표면적을 계산한 후 단위면적당 방열량을 비교했으며,<sup>14)</sup> 이때의 방열량은 Convector가 Radiator보다 3배 이상 높게 나타났고 총방열량의 경우에는 1.7배 차이를 보이고 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 15,000 kcal/hr 용량의 가정용 유류 보일러에 대해 연소에 필요한 공기량과 운수 순환량, 연료 조성등을 변화시키면서 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 연소에 필요한 급기량은 매연 농도가 문제시 되지 않는 Smoke Scale No.가 1이하인 공기비 1.45 정도에 운전이 필요함을 본 실험 범위에서 판명되었다.

2) 보일러의 송수온도는 보일러 송수량이 300 kg/hr~800 kg/hr 범위에서는 다음과 같은 실험식이 성립되었으며,

$$t_2 = -0.0781 + Gw + 85 [^{\circ}\text{C}]$$

배기가스 온도는 송수량이 1.5배 증가할 때 10°C 낮아지고 2배 증가하면 20°C 정도 낮아졌다.

3) 연료조성에 따른 병커C유의 비율은 Smoke Scale No.가 1이하인 80:20(등유 : 병커C유) 이하의 혼합유연소가 가장 경제적인 보일러 운전으로 나타났다.

4) 공기중에서의 코일의 방열량은 X-L관의 경우 X-L관의 외경이 크기 때문에 단위길이당 방열량은 오히려 동관보다 X-L관이 더 높았다.

## 참고문헌

1. "기술지원 보고서-보일러분야", 한국전력공사 정비기획실 (1991).
2. 강대호 외 8명: "아파트 난방시스템의 효율개선에 관한 연구", 한국동력자원연구소 KE-90-31 (1990).
3. 김종엽: "바닥이 가열되는 3차원 공간에서의 열 전달", 한국동력자원연구소, KE-87(B)-13 (1987).

4. 손용권: "구멍탄 온수보일러에서의 복사열분포에 관한 연구", 국민대학교 대학원 석사학위 논문 (1982).
5. 홍종희: "구멍탄 온수보일러의 열분포에 관한 연구", 전남대학교 대학원 석사학위 논문 (1985).
6. 민만기 외 8명: "공동주택 온수배관시스템의 적정 난방열공급 기술개발", 중앙설비엔지니어링 (주), 89년-4 (1989).
7. 이규현 외 3명: "유류용 온수보일러 설치기준에 관한 연구", 한국동력자원연구소, KE-81T-29 (1981).
8. 강대호 외 10명: "대규모 아파트단지의 난방시스템 고효율화 연구", 한국에너지기술연구소, KE-91047 G (1991).
9. W.F.Stofcker: "Design of thermal system", 3rd ed., McGRAW-HILL, New York (1989).
10. 동관기술실 편저: "동관의 표준설비와 시공", 동관기술 84-3 (1984).
11. 조영래, 박병우 공저: "배관공학", 일진사 (1992).
12. 서정윤 저: "증기동력공학", 청문각, pp.26-104 (1982).
13. H.S.Chung, M.H.Kang and S.S.Kwon: "Effects of conductivity and thickness on natural convection heat transfer from a horizontal circular tube" Transaction of Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 10, No. 2, PP.265-279 (1986).
14. W.F.Stofcker and J.W.Jones: "Refrigeration and air conditioning", 2nd. ed., McGRAW-HILL, New York (1982).
15. S.K.Park and K.S.Chang: "Laminar natural convection in a concentric cylindrical annulus with wall conductivity effect." Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.10, No.6, PP. P66-975 (1986).