

시설원예용 온풍난방기내의 온도분포에 관한 연구(I)[†] - 난방유 사용시 온도특성 -

Temperature Distributions inside a Space Heater for Greenhouse(I)

- Temperature Characteristics with Heating Oil -

서 정 덕***	김 종 진*	최 규 성*	신 창 식**	노 수 영***
정회원	정회원	비회원	정회원	정회원
J. D. Seo	J. J. Kim	K. S. Choi	C. S. Shin	S. Y. No

ABSTRACT

Air and flue gas temperature distributions in the space heater for greenhouse were measured to develop a thermal design technology for the space heater. Also, the characteristics of the fan supplying air to the space heater were investigated. The temperature of the flue gas inside the flue gas tube was linearly decreased as the length of the flue gas tube increased. The temperature of the flue gas with the oxygen concentration of 3.33% was higher than those of the flue gas with the oxygen concentration of 8.25% at the last exit of the second flue gas tube. Thus, the operating efficiency of the space heater could be increased with low air ratio decreased exhausting gas temperature and saved the energy consumption with decreased excess air flow. The temperature of the air supplied by fan was increased slowly around the first flue gas tube, meanwhile, increased sharply around the second flue gas tube due to larger LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) at the first flue gas tube than which of the second flue gas tube.

주요용어(Key Words): 온풍난방기(Space heater), 열설계기술(Thermal design technology), 연소 가스(Flue gas), 온도 분포(Temperature distribution), 온실(Greenhouse)

1. 서 론

현재 국내에서 시설원예 작물재배를 위해 사용하고 있는 난방 기기로는 온풍난방기 및 온수 보일러가 이용되고 있으나, 대부분 시설원예의 난방은 온

풍난방기를 이용하여 난방을 실시하며 일부 대형의 경우에만 온수 보일러를 이용하고 있다. 그런데 사용자에 대한 온풍난방기에 대한 체계적이고 기술적인 지원이 미흡하며 제작업체 역시 온풍난방기를 경험적으로 설계 또는 제작하고 있는 형편이다.

[†] 농림센터 제2차 기획과제 "시설원예난방의 저가연료 대체기술개발"

* 한국에너지기술연구소 에너지효율연구부 보일러·연소로연구팀

** (합) 신흥기업사 신흥기술연구소

*** 충북대학교

온풍난방기의 합리적인 설계를 위해서는 연소실 내의 복사 전열 특성과 연관에서의 대류 전열 특성을 파악하여야만 한다. 이러한 전열 특성들을 파악하기 위해서는 온풍난방기의 각부에서 온도 분포를 측정해야 한다. 하지만 농가에 주로 보급되고 있는 온풍난방기의 연소실 및 연관에서의 전열 특성 혹은 온풍난방기 내부의 온도 분포에 대한 연구가 국내에서는 미흡한 실정이다. 또한 국내에서의 온풍난방기 검사 기준은 단지 온풍난방기의 성능만을 평가하는 기준만을 규정하고 있고 성능 검사시 배기가스 온도만을 측정하므로(농업기계규격, 1991) 온풍난방기의 합리적인 설계에 필요한 전열 특성의 해석에 대한 구체적인 자료도 국내에서는 미비한 실정이다.

본 연구에서는 온풍난방기의 열설계에 필요한 자료를 수집하고 열설계 프로그램의 기초자료(김종진 등, 1984)로 활용하기 위하여 국내에서 시판되고 있는 온풍난방기의 특성실험 즉, 온풍난방기의 온풍 공급용 송풍기의 성능 및 온풍난방기내의 각 위치에서 연소 가스와 공기의 온도 분포 특성을 분석하였다.

2. 재료 및 방법

가. 온풍 공급용 송풍기의 성능 실험 장치

그림 1은 본 연구에 사용된 시판용 온풍난방기에

장착되어 있는 온풍공급용 축류 송풍기(200H, (주)신흥기업사)성능 실험장치의 개략도이다. 이 실험장치는 송풍기, 풍동, 정류격자, 회전계, 정압계, 피토우관 및 정압조절기로 구성된다. 송풍기의 직경은 600mm, 날개매수는 5개, 상용회전수는 1,700rpm, 정격전류는 8.5A이다. 풍동의 직경 및 길이는 각각 560mm 및 6m이다. 정압조절기는 송풍기의 토출압을 조절하고자 사용하였고, 소비 전력의 측정을 위하여 교류동력계(2433, Yokogawa)를 사용하였다.

디지털 마노미터(POP201, Okano Works Ltd)와 마노미터(8360-M, TSI)는 풍동내의 정압 변화와 피토우관의 동압을 측정하기 위하여 각각 사용하였다. 회전계(DX-525A, 서립전자)는 송풍기 회전수(rpm)를 측정하기 위하여 사용하였다.

나. 온풍난방기의 성능 실험장치

그림 2는 본 실험에 사용된 시판용 온풍난방기 성능 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 온풍난방기의 열효율은 88%로 형식 검사된 제품이나 본 실험에서 열전대 설치를 위하여 개조하였기 때문에 이는 아무런 의미가 없다. 이 실험장치는 난방기, 연료탱크, 두 개의 송풍기, 버너, 기체 온도 기록계 (HR-1300, Yokogawa), 배기가스 분석기 (Ultramat23, Siemens), 공기온도 기록계(3088, Yokogawa), Dust

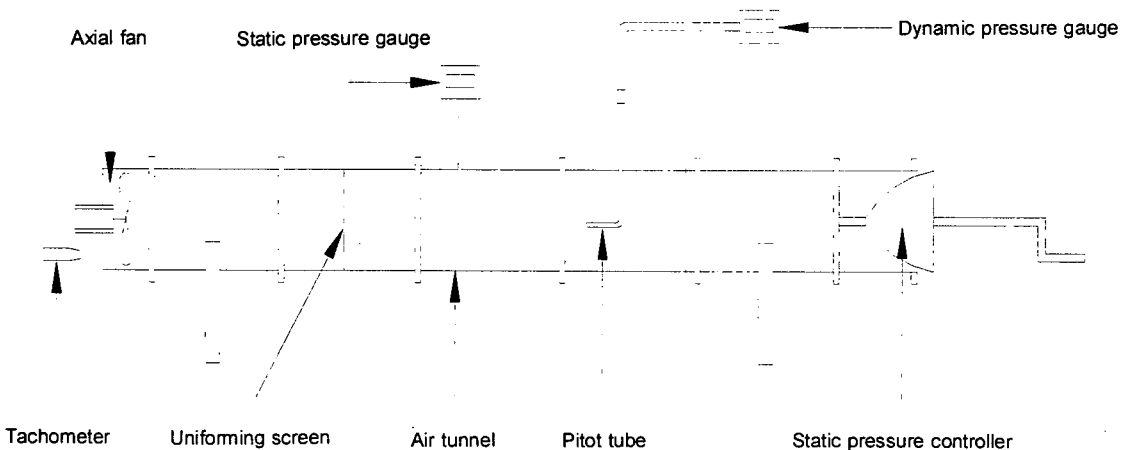


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for the fan test.

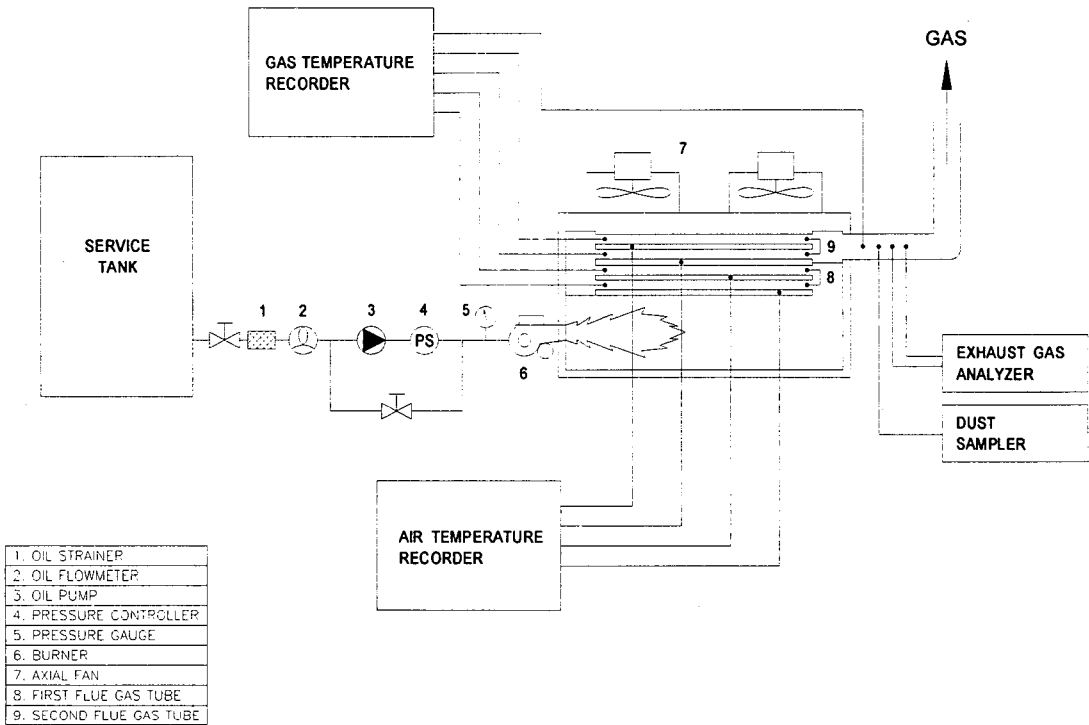


Fig. 2 Schematic diagram of the measurement for the performance of the space heater.

sampler(Bacharach, True-Spot) 및 온도 측정용 열전대 (K-type, Woojin) 등으로 구성된다. 온풍난방기 (SHAH-200H, (함명)신흥기업사)의 용량은 200,000 kcal/h이며 구조는 그림 3(a)에 나타내었고, 온도측정을 위한 열전대의 위치는 그림 3(b)에 나타냈다.

온풍난방기 성능시험에 사용된 연료는 근래 규정되어 앞으로 보급되는 보일러등유(난방유)를 사용하였고, 온풍용 공기량은 약 350 m³/min(송풍기 회전수, 1,744 rpm)으로 일정하게 유지하였으며, 연료소비량과 공기비를 변수로 선택하여 특성시험을 실시하였다. 본 시험에 사용한 연료소비량은 23.2 l/h와 12.3 l/h으로 연료소비량은 분사노즐을 교체하면서 유량계(LS4576, Oval)를 사용하여 측정하였으며 공기 과잉율은 난방기에 부착되어 공기 덤퍼의 개도를 조절하여 산소 농도를 3.33, 5.77, 8.25%로 변화시키면서 실시하였다. 연료소비량 23.2 l/h와 12.3 l/h의 설정은 온풍기의 부하를 각각 100%(200,000kcal/h) 및 50%(100,000kcal/h)로 하기 위하여 설정한 값이

다. 또한, 본 실험에서 기초 조사로 배기가스 분석을 한 결과 배기가스중 실제 CO 농도가 100ppm 이하로 나타나 완전연소로 간주하여 실험을 실시하였다.

다. 측정항목

(1) 온풍 공급용 송풍기의 성능

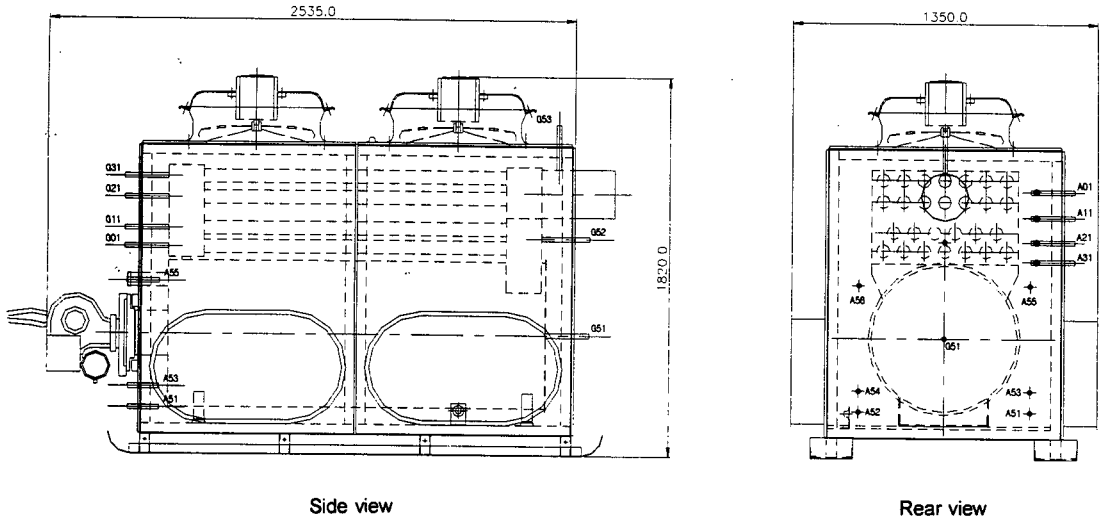
송풍기의 성능 시험은 한국공업규격 KS B 6311 “송풍기의 시험 및 검사 방법(한국공업규격, 1972)”에 의하여 실시하였으며, 송풍량 변화에 따르는 송풍기의 축동력, 전압 및 정압, 전압 및 정압효율 등을 분석하였다(안정균, 1993). 송풍기의 축동력은 식 (1)과 같이 계산하였으며,

$$L = \eta_m \cdot P \dots\dots\dots (1)$$

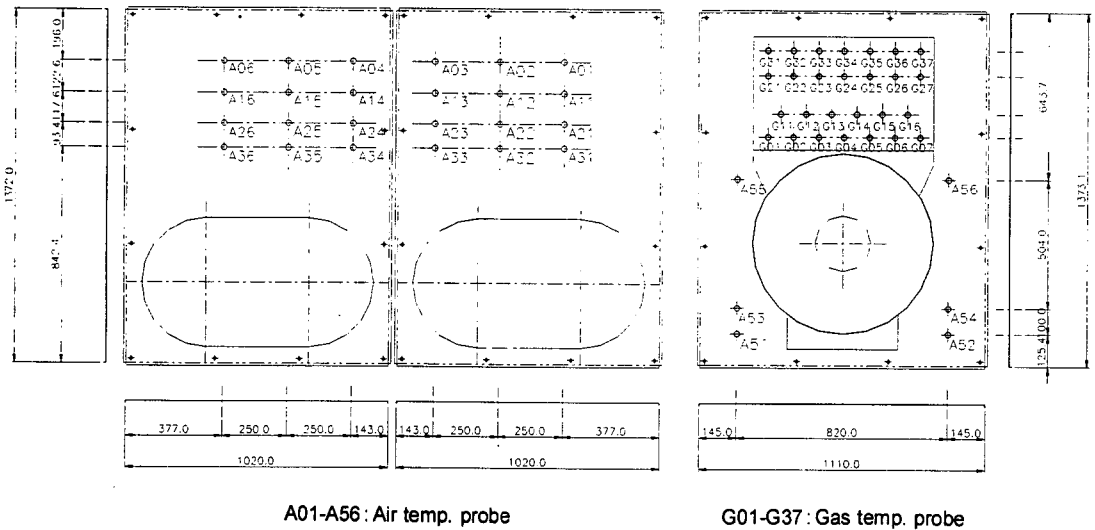
여기서 η_m = 사용 전동기의 입력 기준 효율

P = 전력계로 측정된 전동기의 입력 동력 (kW)

풍량은 식 (2)에 의해서 계산하였다.



(a) Space heater



(b) Location of temperature sensors

Fig. 3 Design sheet of the space heater and location of temperature sensors.

$$Q = 60AV \dots\dots\dots (2)$$

여기서 Q = 토출구에서의 풍량 (m³/min)

A = 토출구쪽 측정관로의 단면적 (m²)

V = 토출공기의 풍속 (m/s)

식 (2)에서 토출공기의 풍속(V)은 아래 식 (3)과 같이 계산하였으며,

$$V = 2gh_d / \gamma \dots\dots\dots (3)$$

여기서 g = 중력가속도 (9.8 m/s²)

h_d = 시험관로의 평균동압 (Pa)

γ = 관로내 공기의 단위체적당 무게 (N/m³)

식 (3)에서 관로내 공기의 단위체적당 무게 (γ)는

식 (4)와 같이 계산하였다.

$$\gamma = P / \{R(273.2 + t_a)\} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 P = 시험관로내의 공기의 절대압력 (Pa)

R = 공기의 기체상수 (2.869×10^2 J / kgf °K)

t_a = 건구 공기온도 (°C)

송풍기 전압은 식 (5)과 같이 계산하였으며,

$$P_t = h_s + h_d(1 + 0.025 l/d) \dots\dots\dots (5)$$

여기서 P_t = 송풍기 전압(N/m²)

h_s = 정압측정구에서의 측정정압(N/m²)

l = 송풍기 토출구에서 정압측정구까지의 거리(m)

d = 시험관로의 내경(m)

송풍기 정압은 식 (6)과 같이 계산하였다.

$$P_s = P_t - h_d(d/D)^4 \dots\dots\dots (6)$$

여기서 P_s = 송풍기 정압(N/m²)

D = 송풍기 토출구경(m)

송풍기의 정압효율(%) 및 전압효율(%)은 각각 식 (7)과 (8)을 사용하여 계산하였다.

$$\eta_s = QP_s / (L \times 60 \times 102) \times 100 \dots\dots\dots (7)$$

$$\eta_t = QP_t / (L \times 60 \times 102) \times 100 \dots\dots\dots (8)$$

(2) 온풍난방기 성능

가) 연관내 연소 가스 온도변화

온풍난방기내 연관에서의 전열 특성을 관찰하기 위하여 모든 연관 내부에 K-type (Ø8 mm × L2,000 mm)의 열전대를 설치하였으며, 연관 내부의 온도 분포 측정은 연관 내부로 열전대를 10mm 간격으로 이송하면서 실시하였으며, 연관내 온도분포는 Hybrid 기록계 (HR-1300, Yokogawa)를 사용하여 측정하였다. 열전대의 이송은 측정장치가 부착된 이송 장치를 이용하여 열전대들을 동시에 이송되도록 하였으며 온도측정은 연관내 온도변화를 고려하여 열전대를 이송시킨 후 10분이 경과한 다음 측정하였다. 온도 측정은 5번 반복 실시하였으며 측정값은 평균값으로 산출하였다.

나) 난방기내 공기 온도변화

온풍난방기내 공기의 온도 변화는 1차 연관 출구, 1차 연관 사이, 2차 연관 입구, 2차 연관 출구에 직경

6 mm의 K-type 열전대를 설치하였으며, Hybrid 기록계(3088, Yokogawa)를 사용하여 측정하였다. 온도 측정은 5번 반복 실시하였으며 측정값은 평균값으로 산출하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 온풍공급용 송풍기 성능

그림 4는 온풍난방기에 장착된 송풍기의 성능 특성 즉, 송풍량(m³/min)과 송풍기회전수(rpm), 전압효율(%), 정압효율(%), 풍동내 정압(N/m²) 및 축동력(kW)의 관계를 나타내며, 송풍량은 회전수에 비례하여 증가하는 경향을 나타내고 있다. 한편 정압효율(%)은 송풍량이 180m³/min 정도까지 증가하다 그 이상에서는 감소하는 경향을 나타내었으며, 전압효율(%)은 송풍량(m³/min)에 비례하여 증가하는 경향을 나타내었다. 풍동내 정압(N/m²)과 송풍기의 축동력(kW)은 송풍량에 반비례하여 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 풍동 내부의 정압이 증가하면서 풍량이 감소하며 축동력은 풍동내 증가된 정압에 의해 상승하는 것을 의미한다.

나. 온풍난방기의 온도분포 특성

(1) 연소 가스 온도 분포

그림 5는 난방기내에서 배기가스의 산소(O₂) 농도 (3.33%, 5.77%, 8.25%), 연소량(23.2 l/h, 12.3 l/h 및 위치(연소실 출구, 1차 연관 입구 및 출구, 2차 연관 입구 및 출구)에 따른 연소 가스의 온도 분포를 나타낸다. 연소량이 23.2 l/h인 경우 연소실 출구에서의 연소 가스 온도는 배기가스중 산소 농도에 따라 약간의 차이는 있으나 전반적으로 약 800℃ 정도를 나타내고, 1차 연관 입구에서의 온도는 700~770℃를 나타내고 있다. 또한 1차 연관 입구와 출구에서의 연소 가스 온도를 비교한 결과 1차 연관내에서 연소 가스 온도가 약 300℃ 강하하는 것으로 나타났다. 2차 연관 입구에서의 연소 가스 온도는 전반적으로 약 400℃를 나타내고 있으며 출구에서의 온도는

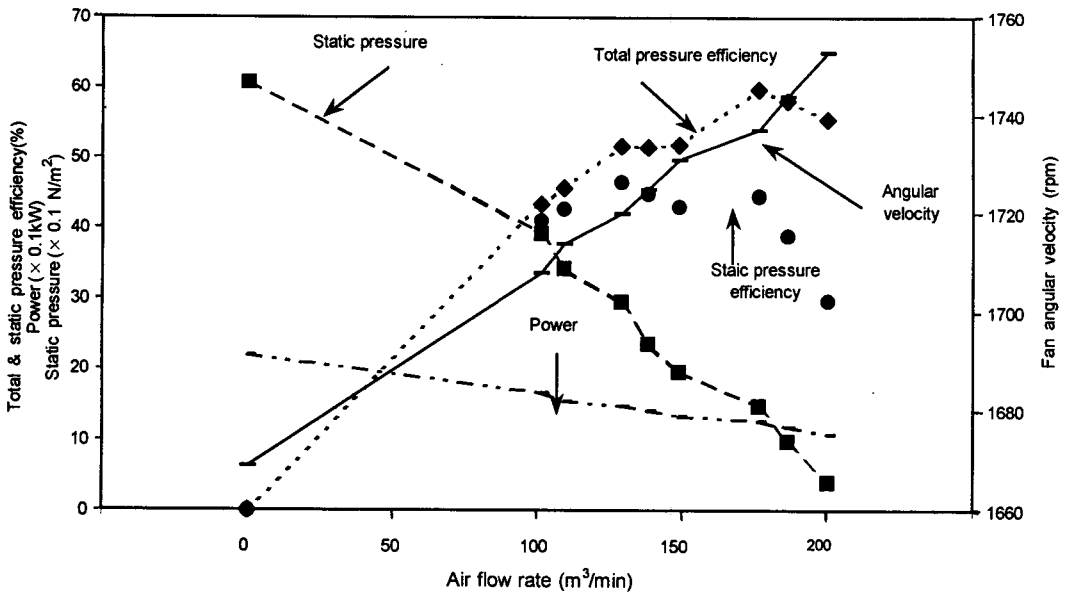


Fig. 4 Performance curves for the axial fan used in this study.

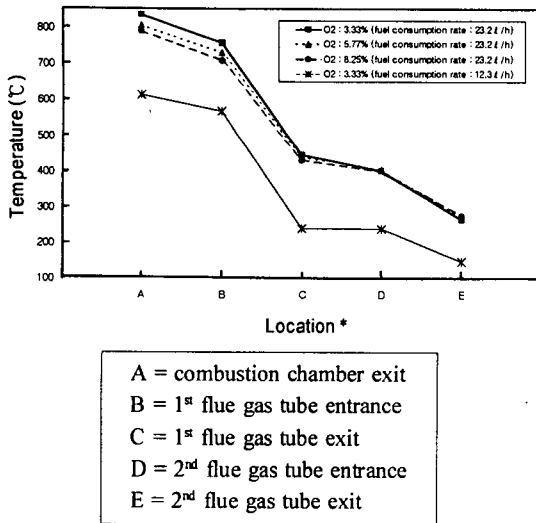


Fig. 5 Temperature distribution of the flue gas at different location of the flue gas tube.

270°C로 나타났다.

연소실 출구 또는 1차 연관 입구에서 연소 가스 온도는 배기가스중의 산소 농도가 3.33%일 때 가장 높고, 산소 농도가 8.25% 일 때 가장 낮은 것으로 나

타났으나, 2차 연관 출구에서의 연소 가스 온도는 배기가스중 산소 농도가 3.33%일 때 가장 낮고 산소 농도가 8.25%일 때 가장 높은 것으로 나타났다. 이와 같이 대류 전열부에서 연소 가스 온도가 배기가스중 산소 농도의 변화에 따라 반전되는 것은 대류 전열 효과인 것으로 판단된다(김종진, 1989; 島村, 1981). 위와 같이 온풍난방기를 저공기비로 운전하면 과잉공기의 감소로 인한 에너지가 절약될 뿐만 아니라 최종 배기가스 온도가 낮아져 시스템 효율이 상승됨을 알 수 있다(島村, 1981).

부분 부하 운전 성능을 실험하기 위하여 연소량을 12.3 l/h로 분사하였을 경우 각 위치에서의 온도 분포는 연소량을 23.2 l/h로 분사하였을 때와 매우 유사한 경향을 나타냈으며, 연소실 출구 및 2차 연관 출구에서 각각 온도가 약 200°C 및 150°C 낮은 것으로 나타났다.

(2) 연관내 연소 가스 온도 분포

배기가스중 산소 농도가 3%이고 연소량을 23 l/h 및 12.3 l/h로 하였을 때 온풍난방기의 1차 및 2차 연관 내부의 온도 분포를 그림 6에 나타냈다. 고부하(23 l/h) 및 저부하(12.3 l/h)운전시 1차 및 2차 연

관 내부의 온도 분포는 연관 길이에 반비례하여 선형적으로 감소하는 경향을 나타냈다. 표 1은 선형회귀분석을 이용한 연소량별 1차 및 2차 연관내부에서 온도 분포에 대한 회귀 방정식의 매개 변수를 나타내고 있다. 이는 열설계 프로그램 작성시 사용되리라 판단된다.

연소량이 23 l/h일 때 1차 및 2차 연관 입구 내부의 온도는 각각 약 680℃ 및 400℃로 나타났으며 1차 및 2차 연관 출구 내부의 온도는 각각 500℃ 및 250℃로 나타났다. 한편, 연소량이 12.3 l/h일 때 1차 및 2차 연관 입구 내부의 온도는 각각 약 530℃ 및 290℃로 나타났으며, 1차 및 2차 연관 출구 내부의 온도는 각각 약 300℃ 및 160℃로 나타났다.

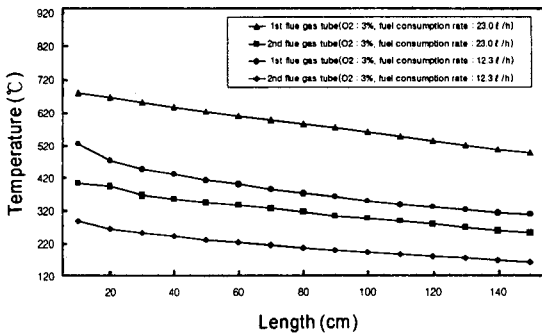
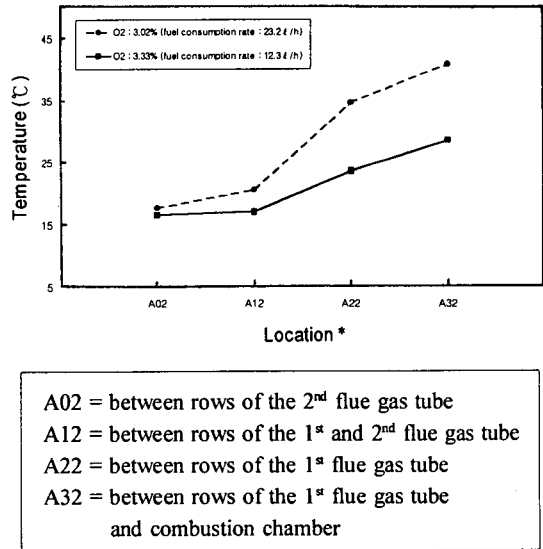


Fig. 6 Temperature distribution of the flue gas inside the flue gas tube.

(3) 온풍용 공기의 온도 분포

그림 7은 온풍용 공기의 연관 위치 및 연소량별 온도 분포를 나타내고 있다. 온풍 공급용 송풍기에서 공급된 공기온도가 연소량이 23.2 l/h 및 12.3 l/h인 경우 모두 1차 연관부(A02-A12)에서는 온도 상승이 비교적 완만하지만 2차 연관부(A13-A32)에서는 온도 상승이 비교적 급격한 것으로 나타났다.



A02 = between rows of the 2nd flue gas tube
 A12 = between rows of the 1st and 2nd flue gas tube
 A22 = between rows of the 1st flue gas tube
 A32 = between rows of the 1st flue gas tube and combustion chamber

Fig. 7 Variation of air temperature at different locations of the flue gas tube.

Table 1 Estimated parameter of linear regression of the temperature distribution of the flue gas inside the flue gas tube, $Temp = a * Length + b$, for different fuel consumption rates at the same oxygen concentration of 3%

	Parameter	Parameter estimates	Standard error	R ²
1 st flue gas tube (23.2 l/h)	a	-1.29	0.016	0.999
	b	689.14	0.966	
2 nd flue gas tube (23.2 l/h)	a	-1.06	0.035	0.986
	b	404.20	3.226	
1 st flue gas tube (12.3 l/h)	a	-1.38	0.097	0.940
	b	495.68	8.789	
2 nd flue gas tube (12.3 l/h)	a	-0.83	0.042	0.968
	b	278.48	3.800	

이는 연소 가스의 온도강하가 1차 연관에서 크게 나타나고 2차 연관에서 작게 나타나는 것을 고려할 때 서로 상호 관계가 있는 것으로 판단되며, 이는 고온 대류 전열부인 1차 연관의 대수 평균 온도차 (LMTD, Logarithmic Mean Temperature Difference)가 저온 대류 전열부인 2차 연관의 대수 평균 온도차보다 큰 것에 의한 현상으로 판단된다.

4. 결 론

보일러 등유를 이용하여 시설원예용 온풍난방기를 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 온풍난방기에 사용되는 송풍기의 성능을 분석하였다.
2. 온풍난방기를 저공기비로 운전하면 과잉 공기의 감소에 의한 에너지 절약뿐만 아니라 최종 배기 가스 온도도 낮아져 시스템 효율이 상승된다.
3. 연소량별 1차 및 2차 연관내부의 연소 가스의 온도는 연관 길이에 반비례하여 감소하는 경향을 나타냈다.
4. 연관내부의 연소 가스 온도 분포에 대한 회귀

분석은 온풍난방기 설계에 있어서 중요한 자료로 사용될 수 있다고 판단된다.

5. 송풍기에서 공급된 공기 온도는 1차 연관에서 온도 상승이 완만하고 2차 연관에서 온도 상승이 급격한 것으로 나타났다.

참 고 문 헌

1. 김종진. 1989. 연소관리기법 기술 세미나. 에너지관리공단 충북지부
2. 김종진, 이창용, 성두용, 이효국. 1984. 보일러 열설계 매뉴얼. 한국에너지기술연구소 보일러 연구팀.
3. 농업기계규격. 1991. 농업용 온풍난방기 시험 방법. NAMRI T 7010.
4. 안정균. 1993. 농업용 난방기의 송풍기 풍량과 배출 온도에 관한 연구. 건국대학교 석사학위논문.
5. 한국공업규격. 1972. 송풍기의 시험 및 검사 방법. KS B 6311.
6. 島村弘志. 1981. O₂トリミングシステムによるボイラの低空氣比燃焼. 化學裝置. 81(6):136-141.