

## 온풍난방기의 열효율 증대를 위한 열교환기 구조개선

강금춘 강연구 유영선 김영중 이시영 백 이

### Mechanism Improvement of the Heat Exchanger for the Thermal Efficiency Increase of Hot Air Heater

G. C. Kang Y. K. Kang Y. S. Ryou Y. J. Kim S. Y. Lee Y. Paek

#### Abstract

Hot air heater with light oil combustion is used as the most common heater for greenhouse heating in the winter season. Hot air heaters of 256,246 units have been supplied as main greenhouse heating equipment until 2008 and greenhouse heating cost has reached to 620 billions won in Korea.

In order to improve the thermal efficiency of the hot air heater and to reduce the expenses for greenhouse heating, prototype hot air heater was manufactured and tested in this experiment.

The heat exchanger of tested prototype hot air heater was circular and hexagonal pipe type and inline and stagger arrangement type. Capacity of the heating was 43,062 kJ/h and total heat transfer area of the heat exchanger was 10.728 m<sup>2</sup>.

According to the performance test, it could supply heat of 38,240 to 35,100 kJ/h depending on the fan motor speed of 1,740~1,220 rpm, respectively. Thermal efficiency of hot air heater was 87.0% to 80.8% in the same conditions. As a result, thermal efficiency of hot air heater with hexagonal pipe-stagger arrangement heat exchanger developed in this study was higher 10.2% than that of conventional hot air heater and heating energy saving rate of 14.3% increased.

**Keywords :** Greenhouse, Hot air heater, Thermal efficiency, Heat exchanger, Hexagonal pipe, Stagger arrangement

## 1. 서론

동절기 시설재배에서 작물의 생육에 적합한 온도를 유지하기 위한 난방장치로는 거의 대부분이 석유류를 연료로 사용하는 온풍난방기를 이용하고 있다. 시설원예의 주 난방수단인 온풍난방기는 시설원예산업 활성화로 인하여 보급대수가 2008년에 256,246대로 2000년 대비 약 52%가 증가하였다. 이에 따라 난방비용은 2008년에 연간 6,200억원에 이르고 있으며, 농업용 면세유 공급량의 64%가 온실난방에 사용되고 있는 것으로 추산되고 있다.

그동안 농업용 온풍난방기의 열효율 향상을 위한 노력이

꾸준하게 이루어져 왔으나, 온풍난방기의 연소효율은 77.5~93.3%로 제조업체간에 큰 차이를 보이고 있다. 또한 온풍난방기에서 농업시설의 난방에 실질적으로 이용되는 열효율은 열손실법에 의해 측정되는 연소효율보다 5~20% 낮은 온풍난방기의 열효율을 향상시키기 위해서는 열교환장치 개량 연구가 필요한 실정이다(Paek et al., 2006).

Lee 등(2002)은 겨울철 시설재배 생산비 중 30~37%를 차지하고 있는 난방연료비를 절감하기 위해 열교환기와 원심식 송풍 블로워를 사용하는 열교환기를 개발하여 성능을 시험한 결과 기존 온풍난방기에 비해 21%의 난방연료비 절감 효과가 있었으며, 블로워 송풍방식이 온실내의 온도분포를

The article was submitted for publication on 2009-08-27, reviewed on 2009-09-21, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2009-10-09. The authors are Geum Choon Kang, Senior Researcher, KSAM member, Si Young Lee, Researcher, KSAM member, Yee Paek, Researcher, KSAM member, National Institute of Horticultural & Herbal Science, Rural Development Administration, Busan, Korea, Yoen Ku Kang, Researcher, KSAM member, Young Sun Ryou, Senior Researcher, KSAM member, and Young Joong Kim, Researcher, KSAM member, National Academy of Agricultural Science, Rural Development Administration, Suwon, Korea. Corresponding author: G. C. Kang, KSAM member, Senior Researcher, Protected Horticulture Experiment Station, National Institute of Horticultural & Herbal Science, Rural Development Administration, Busan, 618-800, Korea; Fax: +82-51-602-2150; E-mail: <kanggch@rda.go.kr>.

비교적 균일하게 하는 효과가 있었다고 보고하였다. Kim 등(1999) 및 Seo 등(1999)은 온풍난방기의 특성 시험, 송풍기의 성능, 각 위치에서의 연소가스와 온도분포의 특성을 분석한 결과 온풍난방기를 저공기비로 운전하면 과잉공기의 감소에 의한 에너지절약 뿐만 아니라 최종배기가스 온도도 낮아져 시스템효율이 상승하고 연관내부의 연소가스 온도는 연관길이에 반비례하여 감소하였다고 보고하였다. Kim(2002)은 농업용 온풍난방기의 열수지분석 결과 연소열의 80%가 온풍열량으로 이용되고 나머지는 배기가스로 배출되는 열량 15%, 온풍난방기 벽체를 통해 손실되는 열량이 5%라고 하였으며, 연소로와 열교환기의 분진을 제거함으로써 연소효율 4%, 열효율은 18% 증가시킬 수 있다고 보고하였다.

본 연구에서는 온풍난방기의 열효율 향상을 위하여 온풍난방기 열교환기의 연관부를 기존의 원형에서 육각 형태로 개량하고 일자형 배열에서 교차 형태로 배열함으로써 온풍난방기의 열이용효율을 높여 농업시설의 난방에너지 절감에 기여하고자 하였다.

## 2. 재료 및 방법

### 가. 시험장치

#### 1) 열교환기 요인시험장치

##### 가) 열교환기 모델

온풍난방기의 열교환기에 사용되고 있는 열교환 파이프의 단면 형상 및 파이프 배열에 의한 열교환 특성을 구명하기 위하여 그림 1에서와 같이 400×360×400 mm(W×H×L)의 직육면체 모양의 열교환기 내부에 원형 및 육각형 모양의 스테인리스 파이프를 일렬 및 교차형태로 배열하여 전체 4종류를 제작하였다.

원형의 경우 직경 63 mm(둘레길이 198 mm), 길이 400 mm인 파이프 8개를 일렬 및 교차형태로 배열(그림 1(a), (b)) 하

였으며, 전열면적은 각각 0.633 m<sup>2</sup>로 동일하였다. 또한 원형과 비교하기 위하여 둘레길이가 240 mm, 길이 400 mm인 육각형의 스테인레스 파이프 8개를 교차배열(그림 1(c))한 전열면적 0.755 m<sup>2</sup> 1종과 동일한 공간내에서 최대 전열면적을 확보하기 위해 14개를 교차배열(그림 1(d))한 전열면적 1.334 m<sup>2</sup> 1종으로 제작하였다.

### 나) 요인시험장치

그림 2는 본 연구에 사용된 요인시험용 열교환기의 성능 시험장치 개략도이다. 이 시험장치는 전열히터, 전력량계, 송풍팬, 풍량계, 온도센서, 온도기록계 등으로 구성되었다.

양측에 설치된 송풍팬은 각각 원심식 다익팬으로 날개길이 180 mm, 상용회전수 1,700 rpm, 정격풍량 1,280 m<sup>3</sup>/h, 정격전류 및 전력량은 1.2 A, 260 W이었으며, 송풍량은 풍량계(APM150, ALNOR Instrument, Minnesota, USA)를 이용 측정하였다.

또한 공급되는 투입열량에 따른 열교환 성능을 측정하기 위하여 2 kW 용량의 전열히터 4개를 조합하여 설치하고 스위치 조작으로 2.4~8.2 kW 까지 투입열량을 변화시킬 수

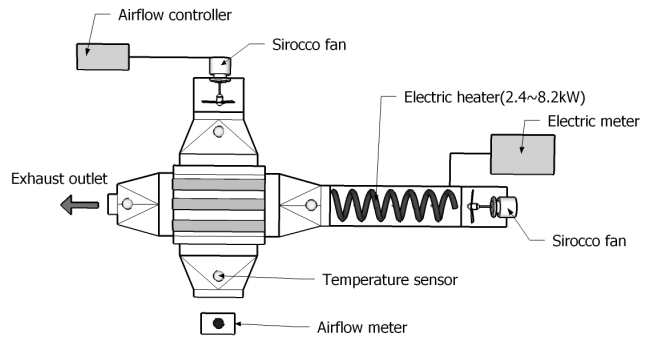


Fig. 2 Schematic diagram of the measurement device for the primary test of the heat exchanger.

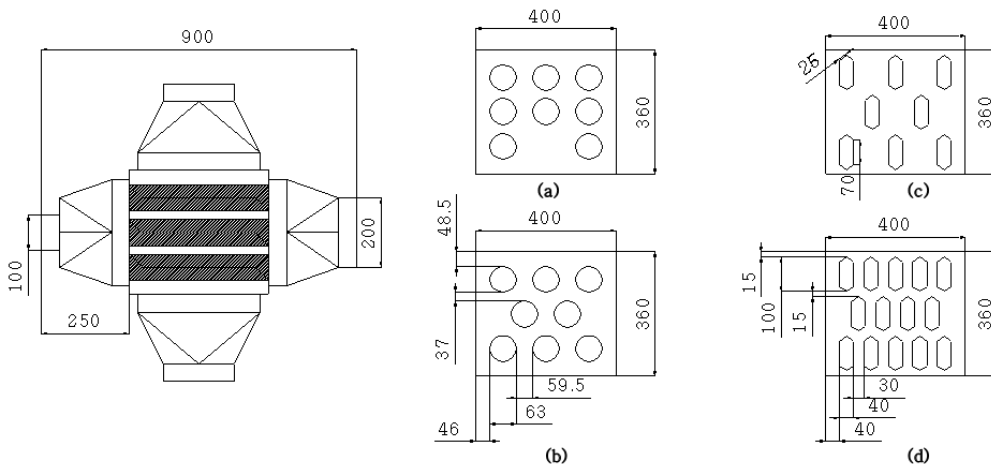


Fig. 1 Design sheet of the heat exchanger for primary test(unit : mm).

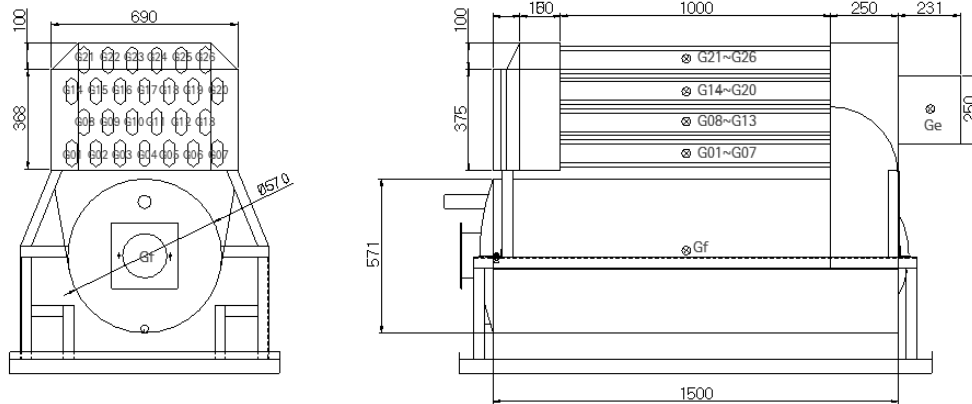


Fig. 3 Design sheet of the hot air heater and location of the gas temperature sensors(unit : mm).

있도록 하였다. 이때의 소비전력은 전력량계(Clamp on power hitester 3166, HIOKI, Nagano, Japan)를 이용하여 실시간으로 측정하였다.

열원 공급부의 입·출구부 및 열교환부의 입·출구부에 각각 온도센서(T-type thermocouple)를 설치하고 온도기록계(Hybrid recorder MV200, YOKOGAWA, Tokyo, Japan)를 이용 연속 측정된 후 공기엔탈피법에 의해 후술하는 식 (6)을 이용하여 방열량을 산출하였다.

## 2) 온풍난방기

그림 3은 요인시험용 열교환기 성능 시험결과를 바탕으로 열교환기가 개량된 온풍난방기로서 난방용량은 43,062 kJ/h이며, 연소로 전열면적은 3.659 m<sup>2</sup>, 1차 열교환기 전열면적은 3.973 m<sup>2</sup>, 2차 열교환기 전열면적은 3.659 m<sup>2</sup>로서 전체 전열면적은 10.728 m<sup>2</sup>로 제작하였다. 열교환기의 열교환 파이프는 길이 1,000 mm의 육각 파이프를 1차 열교환기와 2차 열교환기에 각각 하부 7개, 상부 6개 교차형태로 배열하여 각각 13개로서 총 26개로 제작하였다.

## 나. 시험방법

### 1) 풍량 및 풍압

열교환기를 개량한 온풍난방기의 성능시험을 위하여 그림 4와 같이 시험장치를 구성하였다. 이 시험장치는 온풍난방기에서 배출되는 풍량의 측정을 위해 온풍난방기 좌우측의 온풍토출구에 설치된 송풍시험관과 풍량계, 온도기록계, 배기가스 분석기, 고온 풍량계, 송풍량 조절장치 등으로 구성되었으며, 송풍시험관의 좌우측에서 배출되는 풍량 및 풍압을 풍량계(MEDM5K, AIRFLOW, Buckingham, UK)를 이용하여 측정하였다.

### 2) 온도측정

온풍 토출온도는 KS B 6311에 따라 좌우측 온풍토출구에

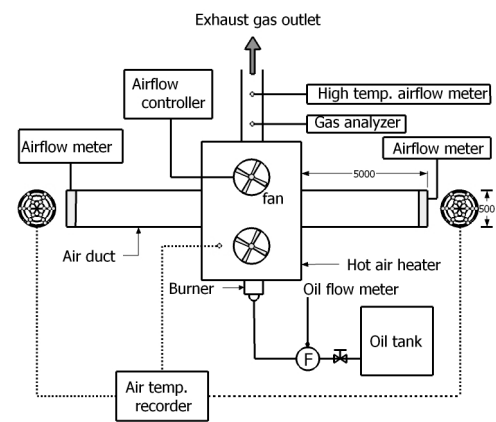


Fig. 4 Schematic diagram of the measurement device for the performance test of the hot air heater and locations of temperature sensors.

내경이 500 mm, 길이가 5 m인 송풍시험관을 각각 설치하고 그림 4의 우측에서 보는바와 같이 토출구로부터 5 m 떨어진 위치의 측정단면 18 지점에 좌우측 총 36개의 온도센서(PT 100Ω)를 설치하고 온도기록계(MA5690, AHLBORN, München, Germany)를 이용 매 1분 간격으로 측정하였다.

또한 온풍난방기 가동시 연소로, 1, 2차 열교환기 및 연도 내부에서의 가스 온도는 센서의 외부를 세라믹 재질로 코팅 피복한 고온용 온도센서를 그림 3에서 보는바와 같이 연소로 및 열교환 파이프의 중앙부에 설치(연소로 Gf, 1차열교환기의 하부 G01~G07, 상부 G08~G13, 2차열교환기 하부 G14~G20, 상부 G21~G26, 연도 Ge)하고 온도기록계(Hybrid recorder MV200, YOKOGAWA, Tokyo, Japan)를 이용하여 측정하였다.

### 3) 열수지분석

송풍팬의 풍량 변화에 따른 난방성능 시험을 위하여 온풍난방기의 송풍팬 모터에 송풍량 조절기(IFA-IV 5.6kW inverter, FANZIC, Hwasung, Korea)를 설치하고 송풍모터의 회전수

를 1,220~1,740 rpm 까지 3수준으로 조절하였으며, 이때의 송풍시험관로의 좌우측에서 배출되는 풍량을 풍량계(MEDM5K, AIRFLOW, Buckingham, UK)로 측정하고 온풍난방기 가동 시 소비되는 경유 소비량은 디지털 유량계(9200B flow computer, Thermal Instrument Co., Philadelphia, USA)를 이용 측정하였다.

4) 난방성능 및 열효율분석

또한 온풍난방기 가동시 버너에서 공급되는 열원은 연소로에서 연소된 후 열교환을 거쳐 거의 대부분이 온풍으로 이용되지만 배기가스 및 온풍난방기의 벽체 등을 통하여 손실되기도 한다. 따라서 배기가스로 배출되는 배기열량을 측정하기 위하여 배기가스 배출부에 고온용 풍량계(6162 anemomaster, KANOMAX, Osaka, Japan)를 설치하였으며, 이외에도 배기가스에 의해 분석되는 연소효율과 직접 온풍으로 배출되는 열량을 측정하여 산출한 열효율을 비교하기 위하여 배기가스 분석기(Green Line MK2, EUROTRON, Sesto San Giovanni, Italy)를 배기가스 배출부에 설치하고 측정하였다.

온풍장치를 가진 난방기의 경우 난방능력은 투입열량과 배기가스를 통한 손실열량의 차(열손실법)로 구하며, 연소효율( $\eta_c$ )은 연료의 발열량 중 배기가스로 손실되는 열량을 제외한 실제로 연소열량으로 변환된 비율을 말하는 효율로서 다음의 식 (1)~식 (5)로 표시된다(Rural Development Administration, 2006).

$$Q_a = [H_\ell + Q_f - L] F \tag{1}$$

Where,  $Q_a$  : Quantity of hot air heat (kJ/h),  
 $H_\ell$  : Lower heating value (kJ/kg),  
 $Q_f$  : Heat input by sensible heat of fuel (kJ/kg),  
 $L$  : Heat loss of exhaust gas (kJ/kg),  
 $F$  : Fuel consumption (kg/h)

$$Q_f = C_f (T_f - T_a) \tag{2}$$

Where,  $C_f$  : Average specific heat of fuel (kJ/kg $^\circ$ C),  
 $T_f$  : Temperature of heated fuel ( $^\circ$ C),  
 $T_a$  : Room temperature ( $^\circ$ C)

$$L = G \cdot C_g (T_g - T_o) \tag{3}$$

$$G = G_1 + (m - 1) A_o \tag{4}$$

$$G_1 = \frac{15.75(H_\ell - 1,100)}{10,000} - 2.18, \quad A_o = \frac{12.38(H_\ell - 1,100)}{10,000}$$

$$m = \frac{21}{21 - 79 \left[ \frac{(O_2) - 0.5(CO)}{100 - [(CO_2) + (CO) + (O_2)]} \right]}$$

Where,  $G$  : Quantity of actual exhaust gas(include stem) (Nm $^3$  m $^3$ /kg, fuel),  
 $C_g$  : Average specific heat of exhaust gas (kJ/Nm $^3$   $^\circ$ C),  
 $T_g$  : Exhaust gas temperature ( $^\circ$ C),  
 $T_o$  : Air temperature ( $^\circ$ C),  
 $G_1$  : Quantity of theoretical exhaust gas(include stem) (Nm $^3$ /kg, fuel),  
 $m$  : Excess air factor,  
 $A_o$  : Quantity of theoretical air (Nm $^3$ /kg, fuel)

$$\eta_c = \left( 1 - \frac{L}{H_\ell + Q_f} \right) \times 100(\%) \tag{5}$$

Where,  $\eta_c$  : Combustion efficiency (%),  
 $L$  : Heat loss of exhaust gas (kJ/kg),  
 $H_\ell$  : Lower heating value (kJ/kg),  
 $Q_f$  : Heat input by sensible heat of fuel (kJ/kg)

연소효율은 배기가스분석기를 사용 측정하며, 연소공기온도, 배기가스온도 및 배기가스중의 CO $_2$  농도에 의해 계산되는 값으로서 온풍난방기의 엄밀한 열효율이라고 말하기는 어렵다. 그러나 관행적으로 배기가스분석기에 의해 측정되는 연소효율이 일반적으로 열효율로 통용되고 있어 보다 명확한 온풍난방기의 효율 정의를 위해서는 열효율에 대한 명확한 이해가 필요하다. 실제 온풍으로 이용되는 난방능력은 공기엔탈피법에 의해 다음 식 (6)으로 산출이 가능하며 열효율은 식 (7)을 이용하여 산출하였다(Rural Development Administration, 2009).

$$Q = 3,600 \times \rho \times A \times V \times C_p (t_2 - t_1) \tag{6}$$

Where,  $Q$  : Quantity of heat (kJ/h),  
 $\rho$  : Air density (kg/m $^3$ ),  
 $A$  : Air outlet area (m $^2$ ),  
 $V$  : Average air velocity (m/s),  
 $C_p$  : Specific heat at constant pressure (1.0 kJ/kg $^\circ$ C),  
 $t_2$  : Average outlet air temperature ( $^\circ$ C),  
 $t_1$  : Average inlet air temperature ( $^\circ$ C)

$$\eta = \frac{Q}{F \times H_\ell} \times 100 \tag{7}$$

Where,  $\eta$  : Thermal efficiency (%),  
 $Q$  : Quantity of heat (kJ/h),  
 $F$  : Fuel consumption (kg/h),  
 $H_f$  : Higher heating value(kJ/kg)

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 열교환기 모델설정

그림 5는 송풍팬의 풍량을 1,280 m<sup>3</sup>/h로 고정하고 투입열량 변화에 따른 열교환기별 열전달 성능을 분석한 그림이다. 그림에 나타난 바와 같이 투입열량이 2.4~8.2 kW로 변화할 때 열교환기의 방열량은 원형의 경우에는 동일한 전열면적임에도 불구하고 교차배열에 비하여 일렬배열이 높게 나타났으며, 육각 교차배열과 비교하면 열교환 파이프 수는 동일하나 전열면적이 큰 육각 교차배열이 방열량이 큰 것을 알 수 있었다. 또한 동일한 육각 교차배열의 경우에는 전열면적이 1.334 m<sup>2</sup>인 열교환기의 방열량이 23~30% 정도 높게 나타났다.

온풍난방기 제작시에 난방성능 및 온풍으로 이용하는 열이 유효효율을 향상시키기 위해서는 열교환 파이프간 상호 간섭을 줄이고 송풍저항이 높지 않도록 배열하는 것이 필요하며, 동일 열교환 공간내에 최대한 많이 배치하여 전열면적을 늘릴 수 있는 기술이 요구된다.

따라서 본 연구에서는 육각 교차배열의 열교환기 구조를 채택하여 시작기를 제작하였다.

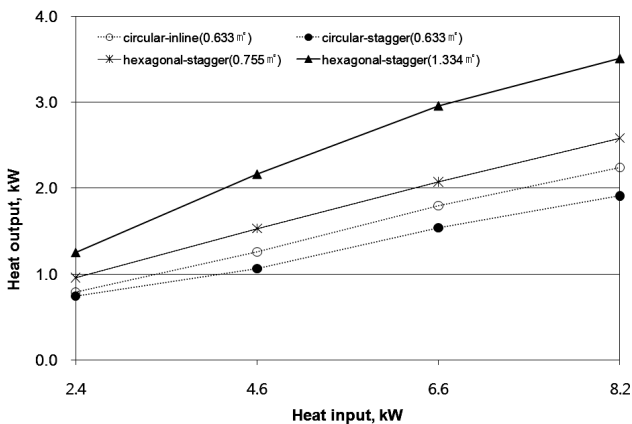


Fig. 5 Performance of heat transfer by shape and arrangements of heat exchange pipe.

#### 나. 온풍난방기 성능 시험

##### 1) 풍량 및 풍압

그림 6은 육각 교차 배열의 열교환기를 장착한 농업용 온풍난방기의 송풍모터 회전수를 1,740~1,220 rpm으로 변화

시킬 때 온풍난방기의 좌우측 온풍도출구에 설치된 송풍시험관로 내에서 측정된 풍량 및 풍압을 나타낸 것이다. 그림에 알 수 있듯이 좌우측 송풍시험관로에서의 풍량 및 풍압은 좌측이 우측에 비하여 약간 큰 것으로 나타났으나, 거의 유사한 값으로 나타났다. 따라서 온풍난방기의 상부에 설치된 송풍팬에서 보내진 공기가 좌우측 온풍도출구를 통해 고르게 배출되는 것을 알 수 있었으며, 또한 송풍모터 회전수 조절에 의한 풍량 및 풍압은 회전수가 감소함에 따라 직선적으로 감소하는 것을 알 수 있었다.

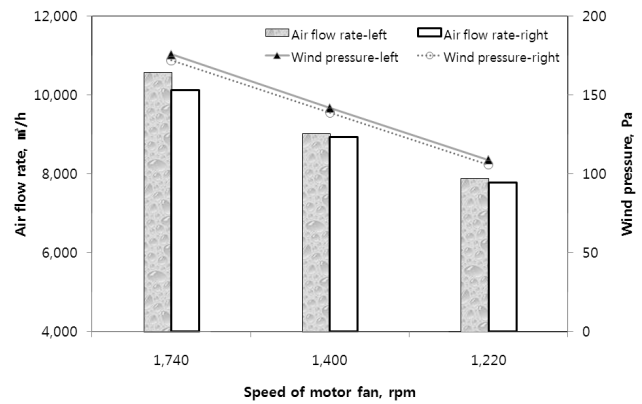


Fig. 6 Variation of air flow rate and wind pressure by fan motor control in hot air heater.

##### 2) 온도측정

그림 7은 송풍모터의 회전수를 1,740 rpm으로 고정시키고 시작기를 가동할 때 열교환기 내부에서의 가스온도를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 열교환 파이프가 밀집되어 있는 중앙부 보다는 벽체와 가까운 좌우측의 온도가 송풍팬에 의한 바람의 영향을 많이 받아 낮게 나타났다.

1차 열교환기 전체의 평균 온도는 479°C로서 2차 열교환기 평균 온도 312°C에 비해 167°C가 높게 나타났으며, 또한 1차 열교환기 하부의 평균 온도는 458°C, 상부는 499°C로서 상부가 약 41°C, 2차 열교환기의 경우에는 하부가 340°C, 상부가 284°C로서 하부가 56°C 높게 나타났다. 이것은 연소로에서 연소된 가스가 열교환기를 통과할 때 1차 열교환기 부분에서 180°로 흐름방향이 바뀌기 때문에 가스 유도관을 따라 이동한 가스가 하부보다 상부쪽의 열교환 파이프로 유입되는 것으로 판단되며, 2차 열교환기에서는 하부쪽에 비하여 상부쪽의 열교환기가 송풍팬에 의한 방열이 크기 때문에 온도가 낮은 것으로 판단된다.

그림 8은 송풍모터 회전수 제어에 따른 연소로, 열교환기 내부, 배기가스 온도를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 송풍량 변화에 상관없이 열교환기 내부의 온도는 1차 열교환기에서는 상부가 하부에 비해 약 37°C, 2차 열교환기의 경우에는 하부가 상부에 비해 약 60°C 정도 높게 나타났

으며, 연소열이 상하 4단으로 이루어진 열교환기를 통과하는 동안 중앙부위인 하부로부터 2단, 3단의 온도가 높음을 알 수 있었다.

또한 회전수가 1,740 rpm에서 1,220 rpm으로 감소함에 따라 연소로, 열교환기, 배기가스의 온도가 모두 높아지는 것으로 나타났는데 이는 송풍량이 감소함에 따라 열교환이 충분히 이루어지지 않기 때문에 내부 온도가 상대적으로 높게 나타난 것으로 생각되었다.

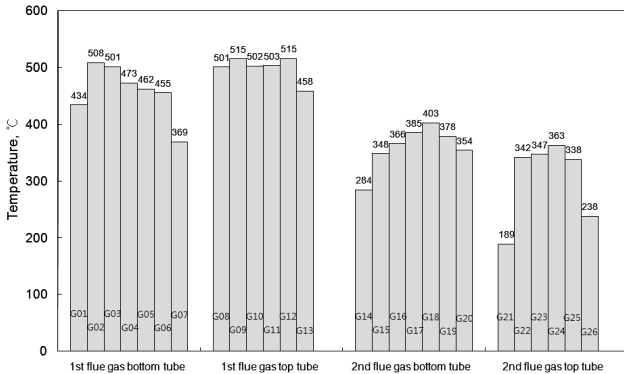


Fig. 7 Temperature distribution of the flue gas at different location of heat exchanger in hot air heater.

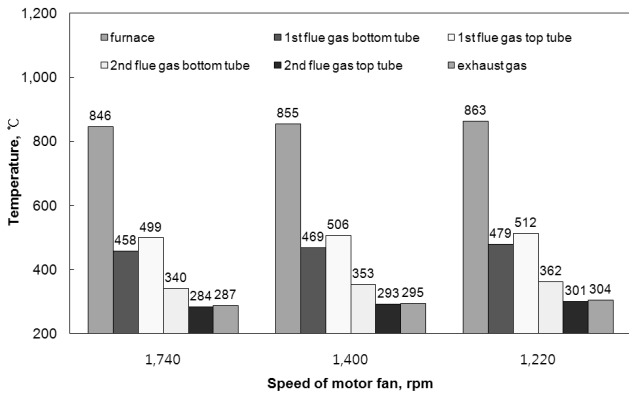


Fig. 8 Temperature distribution of the flue gas at different location of heat exchanger by fan motor control in hot air heater.

### 3) 열수지 분석

시작기의 송풍모터 회전수 제어에 의한 열수지를 분석하여 그림 9에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 회전수가 1,740 rpm 일 때는 열효율이 87.0%, 배기열로 손실되는 열이 11.7%, 그밖에 시작기의 벽체 등을 통해 손실되는 열이 1.3%로 나타났으며, 회전수가 1,400 rpm으로 감소함에 따라 열효율은 84.3%, 배기열 14.2%, 벽체 손실열 1.5%로 나타났고 회전수가 1,220 rpm인 경우에는 열효율 80.8%, 배기열 17.5%, 벽체 손실열 1.7%로 분석되었다.

위의 결과를 살펴볼 때, 벽체 등 틈새로 손실되는 열은 송풍량의 감소에도 불구하고 크게 변하지 않는 것으로 나타났

으나, 송풍량이 감소함에 따라 배기열로 손실되는 열이 증가하는 것으로 나타났다. 이는 송풍량과 관계없이 연료를 연소시켜 발생시키는 열량은 일정한 반면에 송풍량이 감소함에 따라 열교환기에서 열교환되는 열량이 작아짐으로써 배기가스로 배출되는 가스의 온도가 상승하고 이에 따라 열효율이 감소하기 때문인 것으로 판단되었다. 따라서 온풍난방기의 설계 및 제작에 있어서 열교환 면적의 결정도 중요하나 최대의 열교환 효율을 얻기 위해서는 송풍량의 결정도 함께 고려하여야 할 것으로 판단된다.

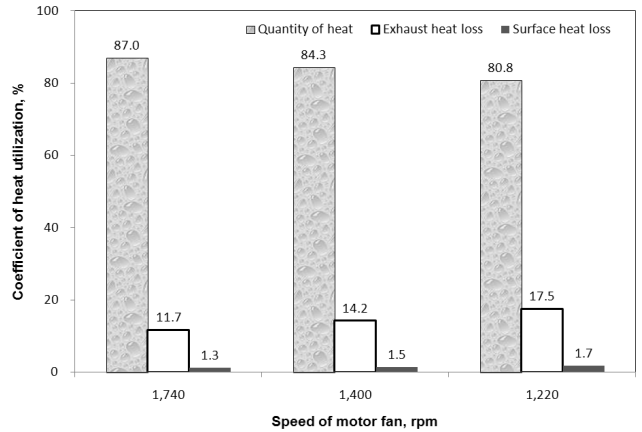


Fig. 9 Heat balance by fan motor control in hot air heater.

### 4) 난방성능 및 열효율분석

그림 10은 시작기의 송풍모터 회전수 제어에 의한 온풍으로 배출되는 난방열량과 열효율 및 연소효율을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 송풍팬의 회전수가 클수록 난방열량 및 열효율이 커지는 것을 알 수 있었다. 송풍팬 회전수 변화에 따른 난방열량은 회전수가 1,740 rpm 일 때 38,240 kJ/h, 1,400 rpm에서 36,790 kJ/h, 1,220 rpm에서 35,100 kJ/h로 나타났으며, 이때의 열효율은 각각 87.0%, 84.3%, 80.8%로 나타나 송풍팬의 회전수가 감소함에 따라 열교환기 내부

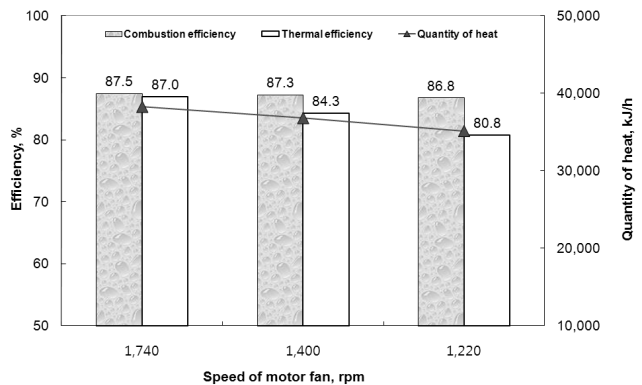


Fig. 10 Quantity of heat and efficiency by fan motor control in hot air heater.

**Table 1** Comparison of quantity of heat and efficiency by shape and arrangement of heat exchanger tube in hot air heater

Type of hot air heater		Conventional		Prototype
Shape & arrangement of heat exchanger tube		Circular-inline	Circular-stagger	hexagonal-stagger
Air flow rate (m <sup>3</sup> /h)	right	10,558.8	10,076.4	11,514.6
	left	11,120.4	10,688.4	11,667.6
Wind press (Pascal)	right	145.9	133.9	173.0
	left	160.3	155.2	180.2
Quantity of heat (kJ/h·m <sup>2</sup> )		3,395	3,185	4,515
Thermal efficiency (%)		76.8	73.0	87.0
Hot air temperature (°C)	right	57	64	59
	left	56	59	58

에서 충분한 열교환이 이루어지지 못하여 온풍으로 이용되는 난방열량 감소로 인한 열효율이 저하되는 것을 알 수 있었다.

그러나 배기가스분석기에 의해 측정된 연소효율에 있어서는 송풍팬의 회전수 조절과 무관하게 87.5~86.8%로 비교적 일정하게 나타나 농업용 온풍난방기의 열효율산출에는 실제로 온풍으로 이용되는 난방열량 측정을 통한 열효율의 산출이 바람직한 방법이라고 판단되었다.

표 1은 기존 원형 파이프를 일렬 및 교차형태로 배열한 열교환기를 사용하는 관형의 온풍난방기와 6각형 모양의 파이프를 교차형태로 배열한 열교환기를 사용하는 시작기의 풍량, 풍압, 온풍열량, 효율 등을 비교분석한 결과이다. 원형의 일렬 및 교차 배열의 열교환기를 사용하는 관형의 온풍난방기에 비해 시작기가 풍량, 풍압 및 온풍온도가 상대적으로 높아 온풍으로 이용되는 난방열량이 높게 나타났다.

관형 온풍기 및 시작기의 연소효율은 약 87.5% 수준으로 거의 비슷한 조건임에도 불구하고 열효율은 시작기의 87.0%에 비해 원형 일렬배열의 열교환기를 사용하는 온풍난방기는 76.8%, 원형 교차배열의 온풍난방기는 73.0%로 나타나 시작기의 열효율이 10.2~14.0% 높게 나타났다.

#### 4. 요약 및 결론

열교환기 개량에 따른 온풍난방기의 열효율 변화를 분석하기 위하여 열교환기에 사용되는 파이프를 기존의 원형에서 육각 형태로 개량하고 파이프의 배치를 일자형 배열에서 교차 형태로 배열하여 시작기를 제작하였다. 온풍난방기 운전 시 토출되는 온풍온도, 풍량, 열교환기 내부의 가스온도, 연료소모량, 배기가스 온도 등을 계측하여 열효율을 분석하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 투입열량이 2.4~8.2 kW로 변할 때 열교환기의 방열 성능은 원형에서는 교차배열에 비하여 일렬배열이 높

게 나타났으며, 육각 교차배열에서는 전열면적이 1.334 m<sup>2</sup>인 열교환기의 방열량이 23~30% 정도 높게 나타났다.

- (2) 온풍난방기의 송풍모터 회전수를 1,740~1,220 rpm으로 변화시킬 때 온풍난방기의 좌우측 온풍토출구에서의 풍량 및 풍압은 좌측이 우측에 비하여 약간 큰 것으로 나타났으며, 회전수가 감소함에 따라 직선적으로 감소하는 경향으로 나타났다.
- (3) 시작기 운전시 열교환기 내부에서의 가스온도는 1차 열교환기 전체의 평균 온도는 479°C로서 2차 열교환기 평균 온도 312°C에 비해 167°C가 높게 나타났으며, 1차 열교환기 하부의 평균 온도는 458°C, 상부는 499°C로서 상부가 약 41°C, 2차 열교환기의 경우에는 하부가 340°C, 상부가 284°C로서 하부가 56°C 높게 나타났다.
- (4) 송풍모터 회전수가 1,740 rpm에서 1,220 rpm으로 감소함에 따라 연소로, 열교환기, 배기가스의 온도가 모두 높아지는 것으로 나타났는데 이는 송풍량이 감소함에 따라 열교환이 충분히 이루어지지 않기 때문으로 판단되었다. 따라서 온풍난방기의 설계 및 제작에 있어서 열교환 면적의 결정도 중요하나 송풍량의 결정도 함께 고려해야 할 것으로 판단된다.
- (5) 배기가스분석기에 의해 측정된 연소효율은 송풍팬의 회전수 조절과 무관하게 87.5~86.8%로 비교적 일정하게 나타났으나 온풍으로 이용되는 난방성능은 송풍팬 회전수가 1,740 rpm 일 때 38,240 kJ/h, 1,400 rpm에서 36,790 kJ/h, 1,220 rpm에서 35,100 kJ/h로서 이때의 열효율은 각각 87.0%, 84.3%, 80.8% 이었다. 따라서 농업용 온풍난방기의 열효율산출에는 실제로 온풍으로 이용되는 난방열량 측정을 통한 열효율의 산출이 바람직한 방법이라고 판단되었다.
- (6) 관형 온풍기 및 시작기의 연소효율은 약 87.5% 수준으

로 거의 비슷한 조건임에도 불구하고 열효율은 시작기의 87.0%에 비해 원형 일렬배열의 열교환기를 사용하는 온풍난방기는 76.8%, 원형 교차배열의 온풍난방기는 73.0%로 나타나 시작기의 열효율이 10.2~14.0% 높은 것으로 나타났다.

## 참 고 문 헌

1. Kim, J. J., J. K. Kim, K. S. Kim, B. S. Park, J. D. Seo and S. Y. No. 1999. Study on space heater for green house. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 4(1):195-200. (In Korea)
2. Kim, Y. J., Y. S. Ryou, K. C. Kang, Y. Baek and J. H. Yun. 2002. An investigation on the heat efficiency of hot air heater. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 7(1):133-137. (In Korea)
3. Lee, K. M., K. S. Park and S. W. Choi. 2002. Mechanism improvement of the heat exchanger and the ventilator for the thermal efficiency increment of the hot-air heater. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 7(1):558-563. (In Korea)
4. Paek, Y., Y. J. Kim, Y. S. Ryou, G. C. Kang, Y. K. Kang and C. H. Kang. 2006. An analysis on the heat efficiency of hot air heater. Journal of Biosystems Engineering 11(1): 51-55. (In Korea)
5. Seo, J. D., J. J. Kim, K. S. Choi, C. S. Shin and S. Y. No. 1999. Temperature distributions inside a space heater for greenhouse(I). Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 24(4):335-342. (In Korea)
6. Rural Development Administration. 2006. Test Manual of Agricultural Hot Air Heater. RDA, Suwon, Korea.
7. Rural Development Administration. 2009. Test Manual of Agricultural Heater with Mixed Heat Source. RDA, Suwon, Korea.