

碩士學位論文

석탄보일러를 이용한
온실 난방시스템의 열환경 분석



濟州大學校 大學院

機械工學科

趙 熾 辰

110.463

2000年 12月

석탄보일러를 이용한
온실 난방시스템의 열환경 분석

指導教授 玄 明 澤

趙 焮 辰

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함



趙焮辰의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 許 鐘 哲 印
委 員 권 기 린 印
委 員 김민서 印

濟州大學校 大學院

2000年 12月

Heat Environment Analysis of the Green House Heat System with a Coal Boiler

Hyuk-Jin Cho

(Supervised by Professor Myung-Taek Hyun)



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

December 2000

목 차

SUMMARY	i
I. 서 론	1
II. 실험장치	3
2-1. 온실용 석탄보일러	3
2-2. 폐열회수기	6
2-3. 제어 알고리즘	6
III. 실험방법	12
IV. 실험결과 및 고찰	16
4-1. 보일러 용량	16
4-2. 보일러 효율	18
4-3. 폐열회수율	19
4-3-1. 온도 분포	20
4-3-2. 열량 분포	20
4-4. 온실 환경분석	28
V. 결 론	38
참 고 문 헌	40

SUMMARY

The area of protected cultivation is annually increasing. In contrast to a protected cultivation is needed of heating on winter, burden of nation and farmhouse is a considerable standard because many farmhouse are using oil heater. The heating system use of oil is escaped not only a competitive thinking of our agriculture but also future of a national economy. So heating system use of new economic energy is developed.

The supply & price of kinds of coal have been a stabilization because they are distributed all the world, including domestic. So the development of coal auto heating system is serious. This study is much helped a national economy because of activation of farming economy, revival of domestic coal industry, foreign currency saving with reduction of domestic oil consumption.

The study has progressed about the coal auto heating system for protected cultivation are measured boiler capacity, efficiency and exhaust heat recovery rate, is analyzed a heat environment.

The capacity of coal boiler is about 220,000kcal/h. The efficiency of coal boiler is estimated about 70.2%. The exhaust heat recovery rate is about 71%. In a green house environmental analysis, the maximum, minimum and average temperature are gradually increasing a part where on a horizontal and vertical plane in a green house. The horizontal plane is raised the rate of temperature increase more the upper aerofin part than a space in each aerofin. The vertical

plane is violent a temperature variation with a nearby aerofin. A flow by a natural convection that has appeared from aerofin where more and more nearing a aerofin is unstabled dominant. The upper part is stable analysed a temperature variation because is mixed surrounding air than effect of a natural convection result from height of a green house. The thermal plume is observed. It is increased a temperature more and more rising because of a natural convection by supplied heat, in the end this flow is progressed the inside.



I. 서론

1992년 이후 원예시설 면적은 매년 크게 증가하여 1998년말 현재 45,265ha에 이르고 있다[1]. 일반 농업에서 시설 재배로의 전환은 우리나라 농업의 장래를 위해서 지속적으로 권장될 수밖에 없기 때문에 더욱 확산될 것으로 예상된다. 그러나 시설재배의 경우 겨울철 가온이 불가피한데 반하여 국내에서 난방용으로 사용되는 온풍난방기와 온수보일러의 대부분은 석유류 연료를 사용하고 있어서 이에 따른 국가와 농가의 부담이 상당한 수준이다. 실제로 1999년도 1년간 온실난방에 소요된 연료소모량은 약 100만kl로 추정되며 이는 우리나라 전체 석유에너지 소비량의 약 0.8%, 농업용 면세유 공급량의 약 40%를 차지하는 것으로 추산되고 있다[2,3]. 더군다나 최근에 국제유가 상승으로 시설재배 농가의 영농비 중 난방비가 차지하는 비중이 너무 높아 막대한 시설을 해 놓고도 가온 방식의 시설재배를 하기 어려운 처지에 놓이고 있다. 따라서 우리나라 농업의 경쟁력 제고를 위해서 뿐만 아니라 국가 경제의 미래를 위해서도 수입 에너지원인 석유류를 이용한 난방방식에서 탈피하여 다른 경제적인 에너지를 이용한 난방방법을 개발해야 할 필요성이 있다.

이러한 에너지원으로서 태양열, 풍력등 자연에너지를 이용하는 방법과 기존의 석탄류를 활용하는 방법을 생각할 수 있다[4]. 태양열이나 풍력 등 자연에너지를 이용하는 기술의 경우 설비비가 막대하고 그날의 기후에 따른 가변적 에너지이기 때문에 시설 재배지의 주 난방원으로 이용하기 어려울 뿐만 아니라 보조 난방원으로서의 사용도 그 비용 때문에 극히 제한적이어서 연구 차원에서의 시설은 되고 있으나 농가에 적용하여 사용하지는 못하고 있다. 또 하나의 중요한 난방원인 석탄류는 운반, 보관, 재처

리등 관리면에 있어서 많은 어려움이 있지만 석유류에 비교하여 엄청난 매장량으로 국내를 비롯 전세계에 분포되어 있어 그 공급 및 가격면에서 안정되어 있고 향후에도 에너지 공급원으로서 지속적으로 사용될 것임이 분명하다[5-7].

석탄류는 입경의 크기에 따라 괴탄, 중소괴탄, 분탄, 미분탄으로 분류된다[8]. 이중 미분탄은 액체 및 기체연료와 마찬가지로 버너 연소장치를 사용할 수 있어서 자동화가 쉽지만 미분탄을 만드는 성형비 때문에 연료비가 막대하여 실제로 농가에서 사용하기는 어려운 실정이다. 분탄이나 괴탄의 경우는 가공이 필요 없기 때문에 가격이 저렴하고 공급이 쉬운 장점이 있다. 하지만 이러한 석탄류를 이용한 난방시스템의 자동화가 아직까지도 개발이 안되어 있다. 따라서 어려움에 처한 우리나라 시설재배 농가에 직접적인 도움이 되기 위해서는 석탄류를 이용한 자동화된 난방시스템의 개발이 절실하며 이와 같은 연구는 농가의 난방비 절감을 통한 농촌 경제의 활성화 측면에서 뿐만 아니라 국내 석탄 산업의 중흥 그리고 국내 유류 소비량 절감에 의한 외화 절약을 통하여 국가경제에 큰 도움이 될 것이다.

석탄보일러의 자동화를 위해서는 석탄의 공급, 공급된 석탄의 화격자 위에서의 균등 배분, 점화방법에 관한 연구가 필요하며 또한 완전연소를 위한 연소실 설계, 공기 공급방법, 열효율 증진을 위한 보일러의 폐열회수, 주입공기의 예열 방안, 간편한 연관 청소방안을 고려해야 한다. 그리고 석탄류 연료의 특성인 연료 주입 후 계속 연소에 의한 잔열을 효과적으로 활용할 수 있는 기술 개발과 폐열을 회수하기 위한 장치 개발이 필수적이다.

본 연구에서는 위의 여러 가지 사항을 고려하여 개발된 석탄 자동보일러를 이용한 난방시스템에서의 보일러의 용량, 효율을 계산하고 폐열을 회수하기 위해 제작한 폐열회수기의 성능평가를 시행하였다. 그리고 석탄보일러를 이용한 난방시스템을 실제 온실(약 500평)에 적용하여 온실내의 열환경을 분석하였다.

II. 실험장치

본 연구를 위해 개발된 석탄보일러의 전체도와 단면도를 각각 Fig. 1과 2에 나타내었다. Fig. 2에서 보듯이 석탄보일러는 크게 연소실, 열교환기, 석탄조, 석탄공급장치로 이루어져 있다.

2-1. 온실용 석탄보일러

석탄보일러의 연소실은 $1100\text{mm} \times 1100\text{mm} \times 1100\text{mm}$ 의 크기의 정육면체형이며, 2단의 연료공급장치를 구성하여 좌우에 똑같이 배치함으로써 전체적으로 4개의 화격자에서 연소가 이루어지도록 하여 온실 난방시스템에 있어서의 충분한 열량을 내도록 하였다. 연소실에는 화격자 어셈블리가 설치되어 있으며 화격자 어셈블리는 착화를 위한 점화히터가 위치하는 착화부(길이 70mm), 석탄의 예열 작용과 수분의 건조가 일어나는 예열부(50mm), 휘발분과 고정탄소가 연소되는 화격자가 위치한 연소부(120mm), 고정탄소의 완전연소를 위한 후연소부(150mm)로 구분된다. 화격자상에서 연소공급장치에 의해 새로운 연료가 공급되면 연료가 밀리게 되어 후연소부의 회재는 재처리장치로 보내지게 된다. 재처리장치는 스크류 형태로 제작되어 모터의 가동에 의해 스크류가 회전하면서 재가 외부로 배출된다.

본 실험에서는 석탄 입자의 크기가 5~12mm인 것을 이용하였고 완전연소를 위한 여러번의 실험을 거쳐 화격자 간의 간격을 2~3mm로 하였다. 또한 화격자 연소부 아래쪽에는 탈부착 할 수 있는 송풍기(상부 화격자 4.3m³/min, 하부 화격자 17m³/min)를 설치하여 연소가 효율적으로 이루어지도록 제작하였다.

석탄조는 상부가 670mm×1000mm이며 높이는 1220mm로 제작되어 있어서 한꺼번에 약 250kg의 연료를 저장할 수 있도록 제작하였다. 연소실은 다단식 화격자로 설계되었기 때문에 Fig. 2의 단면도에서 보듯이 하나의 석탄조에 석탄을 넣으면 각 화격자에 연료가 분리되어 공급될 수 있도록 석탄조 내부에 칸막이를 두었다. 또한 일정량씩 석탄이 상·하부 화격자에 공급될 수 있도록 연료공급 부위에 5mm×800mm인 연료공급용 틈새가 뚫려 있어서 석탄공급장치의 피스톤이 뒤로 밀려 이 틈새가 열리는 순간 각 피스톤 전방에 석탄이 공급되며, 이는 피스톤의 전진에 의해 연료 투입구를 통해 화격자로 밀려 들어가도록 설계되었다.

연소실의 연소열을 효과적으로 회수하여 난방에 사용하기 위해서는 여러 가지 열교환 방안을 생각할 수 있다. 본 연구에서는 연료공급방법을 고려하여 수직형 연관식 열교환방식을 채택하여 제작하였다. 열교환기의 크기는 지름 1200mm, 높이 1400mm이며 연소실과 연결된 주 노통의 지름은 700mm이다. 많은 물을 확보하기 위하여 열교환기의 상부에는 지름 1200mm, 높이 100mm의 물재킷이 있으며, 하부에는 안지름 700mm, 바깥지름 1200mm, 높이 100mm인 속이 빈 원통형 물재킷이 있다. 이들 물재킷 사이의 열교환기 내에는 지름 89mm, 길이 800mm인 연관이 32개가 설치되었고, 열교환기 상·하부에서 연소가스가 지나가기 위한 연도의 높이는 모두 200mm로 설계하였다. 이렇게 제작된 열교환기 내의 물의 양은 약 1000 l이다.

열교환기에서의 연소가스의 경로는 주노통을 따라 상부 물재킷까지 상승한 후 열교환기의 좌·우측이 막혀있기 때문에 200mm인 연도를 거쳐 왼쪽 16개의 연관을 따라 아래 물재킷까지 하강하며 다시 200mm인 연도를 따라 오른쪽 연관으로 이동한 후 16개의 연관을 따라 상승하는 3-Pass 방식으로 제작하였다.

석탄공급장치는 상·하부 화격자에 연료를 공급하기 위하여 두개의 지지축(모터의 동력을 크랭크축에 전달하기 위한 보조장치)과 이를 구동시키기 위한 모터, 석탄을 밀어

내는 피스톤 그리고 지지축과 피스톤을 연결해주는 크랭크축으로 구성되어 있다. 본 연구에서 사용한 석탄보일러의 경우는 용량이 크기 때문에 피스톤의 규격이 커 모터의 동력이 피스톤 전체에 골고루 분산되지 않을 염려가 있기 때문에 좌우에 하나씩 2개의 크랭크축을 연결하여 모터의 동력이 골고루 피스톤에 전달되도록 하였다. 이때 피스톤의 규격은 800mm×80mm×50mm이고 크랭크축은 지름 20mm, 길이 240mm이다. 크랭크축은 피스톤 양단에서 100mm 떨어진 위치에 베어링으로 피스톤과 연결되어 있다. 위에서 설명한 석탄보일러의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Specification of coal boiler

Part	Component
Coal bin	Storage : 250kg
Fuel supply amount	1.8kg/cycle
Heat exchanger	Storage : 1000 ℓ (Water)
Heater	2.5kW (Surface temperature : 650℃)
Motor	Coal supply equipment : 0.4kW (Reduction rate 1/200, 3-Phase) Ash disposal equipment : 0.2kW (3-Phase)
Fan	Up fire plate : 4.3m ³ /min Down fire plate : 17m ³ /min

2-2. 폐열회수기

폐열회수기는 배기가스를 효율적으로 회수하기 위하여 Fig. 3과 같이 다수의 연관에 의한 직접 폐열회수기를 제작하여 실험하였다. 폐열을 회수하기 위해 번들(bundle) 형태의 많은 연관을 만들어 연소가스를 이곳으로 보낸 후 송풍기에 의해 수직방향으로 공기를 순환시켜 열을 회수하기 위한 장치를 제작하였다. 이렇게 제작된 폐열회수기의 크기는 800mm×1220mm×500mm이며 번들형 연관의 크기는 지름 22mm, 길이 1120mm로 18개씩 7줄로 126개의 연관이 사용되었다. 한편 연통과 폐열회수기 사이에는 좌우에 각각 50mm로 충분한 크기의 확대관을 설치하여 역압력 구배의 형성을 방지하였다.



2-3. 제어 알고리즘

보일러 시스템을 제어하기 위한 제어 알고리즘의 흐름도는 Fig. 4와 같다. 점화과정의 경우 외부에서 점화신호를 입력받으면 석탄공급장치를 4회 연속 작동시켜 석탄이 점화히터에 도달하고, 이후 점화히터가 가열되면서 석탄에 착화되고 그리고 연소실에 설치된 온도센서를 통해 설정온도(500℃)가 되면 석탄공급장치가 1회 작동되어 새로운 석탄이 히터에 공급되면서 착화과정이 반복된다. 본 연소 시스템에서는 이러한 과정이 3회 반복되며 이때에는 착화된 연료가 화격자상에 놓이게 된다.

연소과정은 예열부-연소부-후연소부-재처리부로 구성되어 있으며, 예열부에 장착된 온도센서를 통해 설정온도(본 시스템에서는 550℃)가 감지되면 석탄공급장치가 작동되어 새로운 석탄이 공급되면서 연속적인 연소가 이루어진다.

난방부하가 필요 없을 때에는 송풍기의 작동이 멈추게 되어 잠열만에 의한 열량이 공급된다. 그러나 장시간 이와 같은 상태가 지속되면 석탄의 불씨가 꺼질 것에 대비하여 20분 동안 송풍기가 작동하지 않을 경우 100초 동안 송풍하여 연료의 불씨가 꺼지는 것을 방지하였다.

재착화과정은 보일러 작동 중 예기치 않은 일로 불이 꺼져 식물이 동사하는 사고를 예방하기 위하여 재착화과정을 제어 알고리즘에 포함하였다. 연소과정 중에서 화격자 어셈블리의 예열부에 설치된 온도센서에서 감지된 온도가 200℃ 이하로 30분 이상이 지속되면 소화되었다고 판단하여 재착화과정이 진행된다. 이때 화격자상에 석탄이 있기 때문에 점화과정 중 초기 석탄공급과정(초기 4회 연속 석탄공급과정)이 불필요하며, 이를 제외한 일련의 점화과정을 수행하여 재착화가 이루어지도록 하였다.

재처리 과정은 연소과정 이후 석탄공급장치의 작동횟수에 따라 재처리장치의 가동 시기 및 시간을 결정하였다. 석탄공급장치 1회 가동시 공급되는 석탄의 양은 약 1.8kg이므로 석탄공급장치 5회 작동할 때마다 재처리장치를 1분 동안 작동하게 하였다. 또한 재처리장치의 작동 중 분진이 발생하는 문제를 방지하기 위해 재처리용 스크류가 작동될 때에는 송풍기의 작동을 멈추도록 하였다.

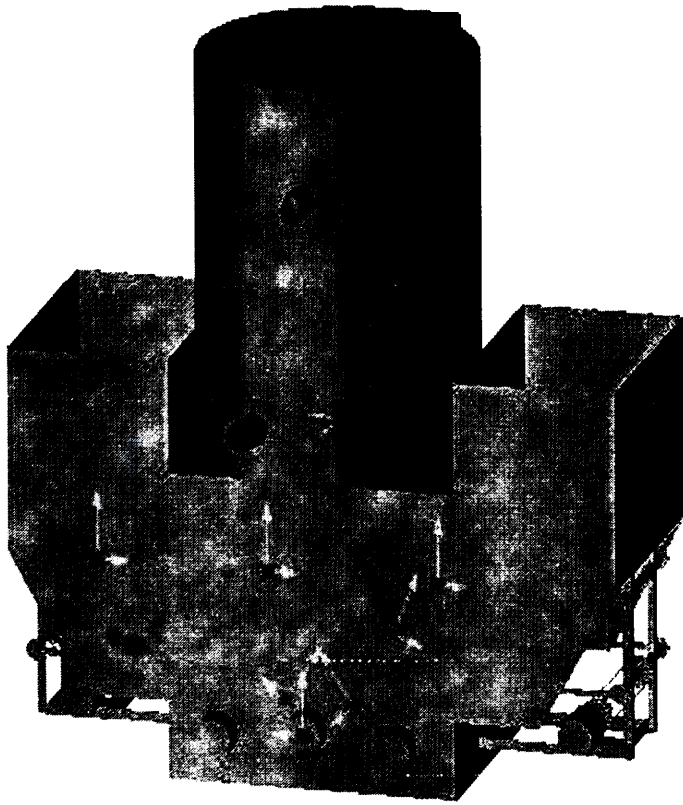


Fig. 1 Diagram of coal boiler

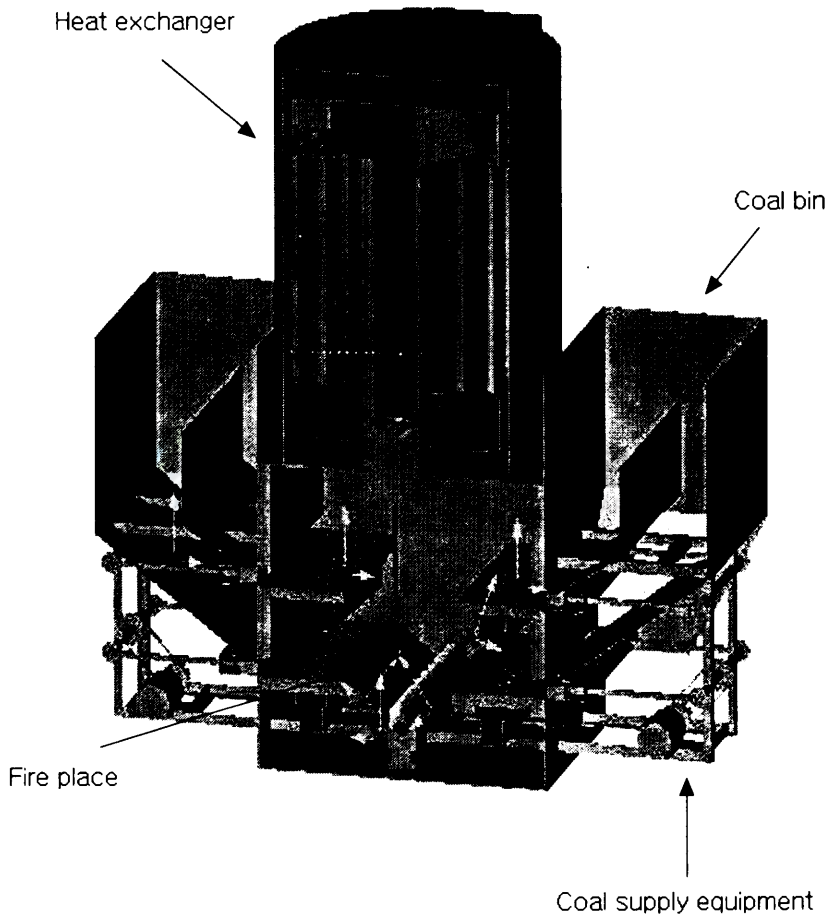


Fig. 2 Cross section of coal boiler

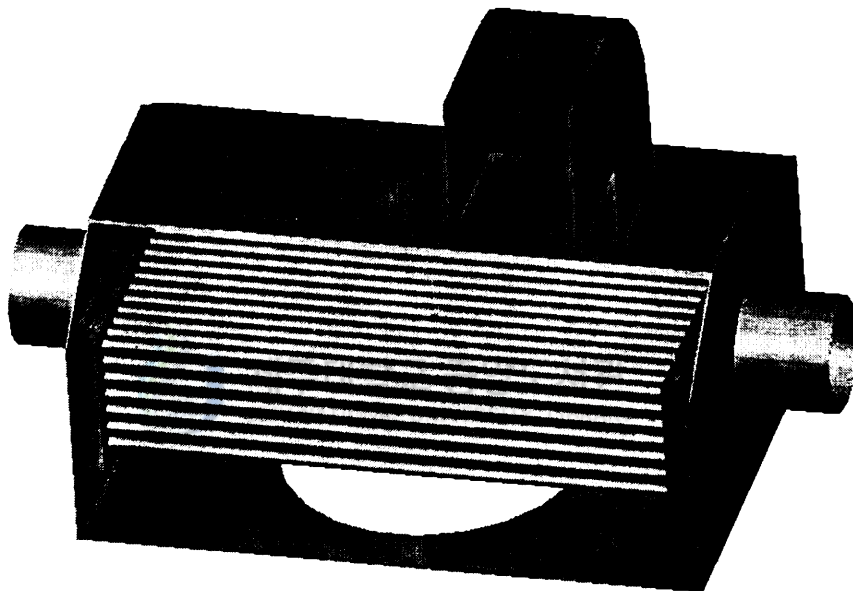


Fig. 3 Inside diagram of exhaust heat recovery equipment

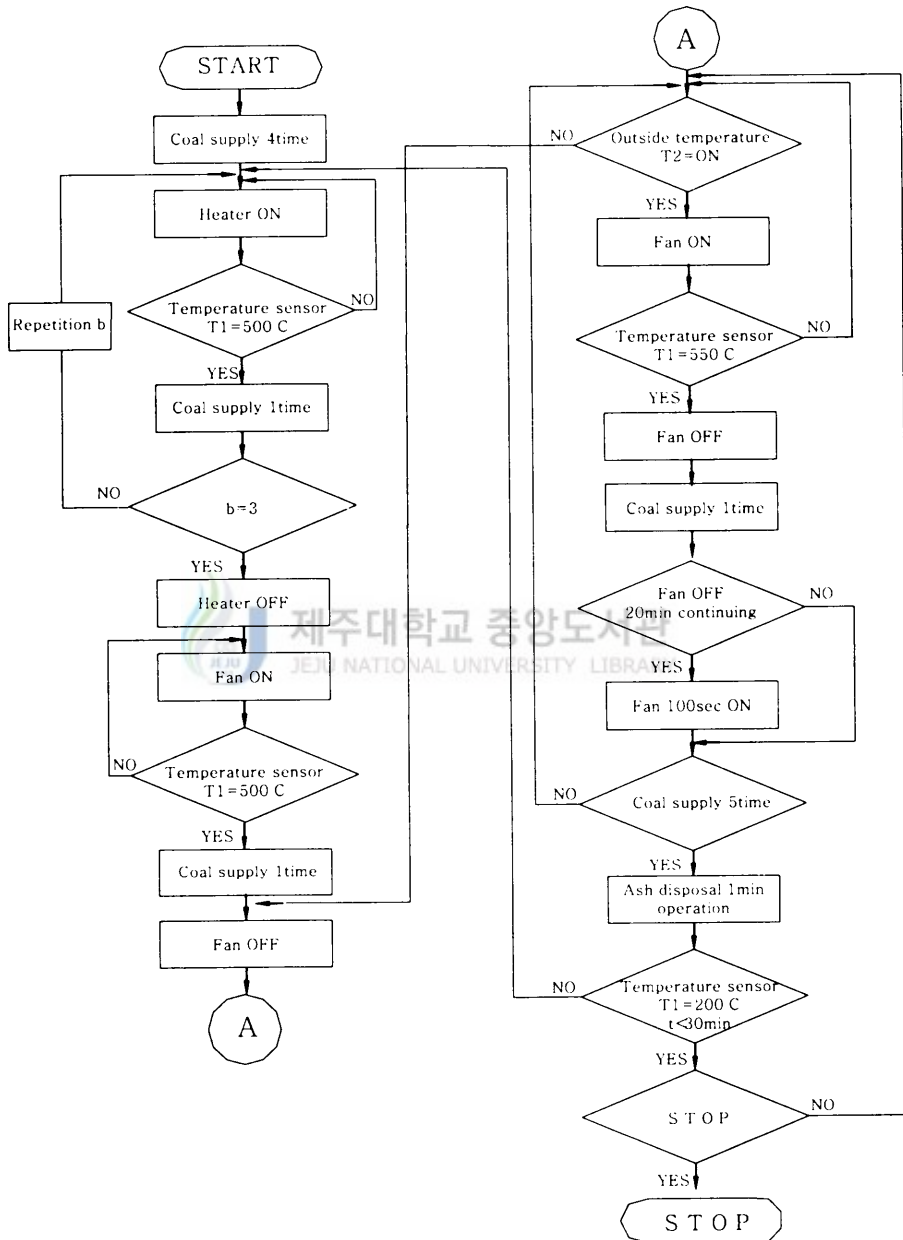


Fig. 4 Flow chart of control algorithm

Ⅲ. 실험방법

온실내의 열환경을 분석하기 위하여 Fig. 6과 같이 약 44m×37m 규모(약 500평)의 온실(평균높이 약 4m)에 온수용 에어로핀관을 배관하여 석탄보일러와 연결시켜 실험을 수행하였다. 그리고 기초데이터를 확보하기 위해 열전대(T-type 및 K-type)를 이용하여 측정하였고, 각 점의 온도데이터는 Data Logger(Data-scan 7320, Datascan사)를 통해 컴퓨터에 입력되도록 하였다. 또한 유량은 초음파 유량계(EIT사 model 2410)를 사용하여 측정하였다.

폐열회수기의 성능을 측정하기 위해서 석탄은 연소조건에 따라 열량 변화가 심하기 때문에 신뢰성있는 데이터 확보를 위해 석탄보일러 대신 18만kcal/h 용량의 경유용 난방기를 열원으로 사용하여 실험하였다.

온실내의 열환경을 분석하기 위하여 Fig. 7과 같이 온실내의 일정 공간을 선정하여 실험하였다. 이를 위해 에어로핀관과 관사이의 공간에서 수평면(평면 A-B-B'-A')과 수직면(평면 C-D-D'-C')을 선정하였다. Fig. 8(a)와 (b)는 이를 확대한 것으로 Fig. 8(a)는 평면 A-B-B'-A'면을 나타낸 것으로 지상 120cm높이의 수평면에서의 온도분포 특성을 위해 설정된 공간으로 가로 90cm, 세로 90cm 간격으로 총 49개의 온도센서를 설치하였다. 또한 수직면에서의 온도분포 특성을 조사하기 위하여 Fig. 8(b)에서와 같이 지상 60cm(D-D')인 곳에서부터 가로 90cm, 높이 60cm 간격으로 총 35개의 온도센서를 설치하여 지상 300cm(C-C')까지의 온도 환경을 조사하였다. 이 중 7개의 센서(측정점 22-28)는 수평면과 수직면이 교차되는 곳으로서 공동으로 사용된다. 따라서 총 77개의 측정점을 선정하였다.



Fig. 6 Installation of aerofin tube in a green house

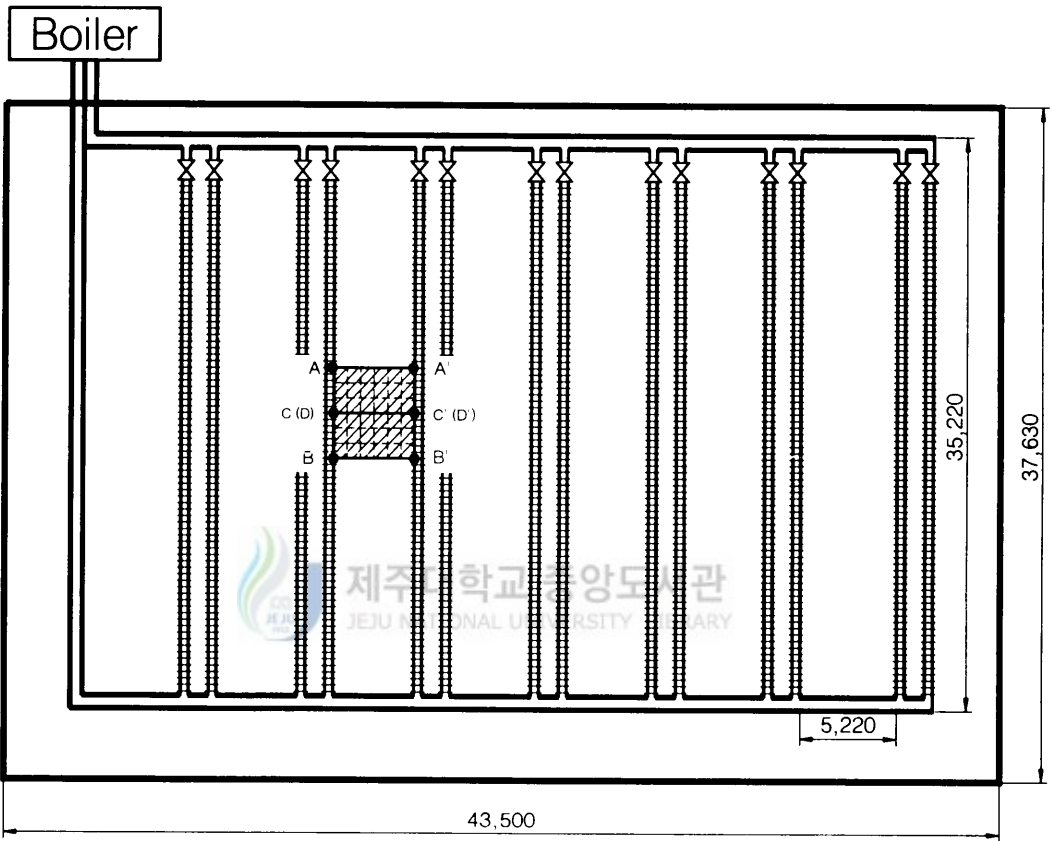
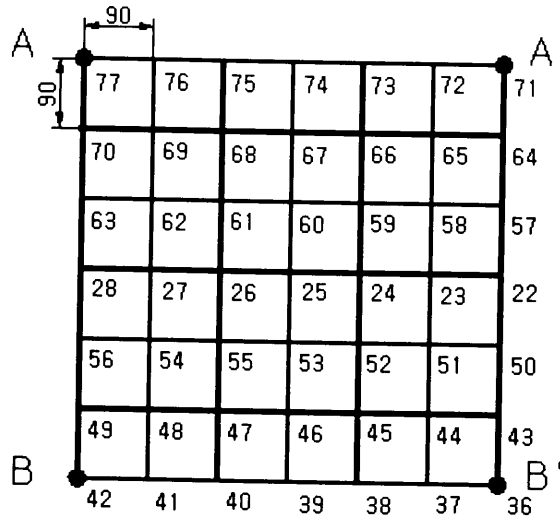
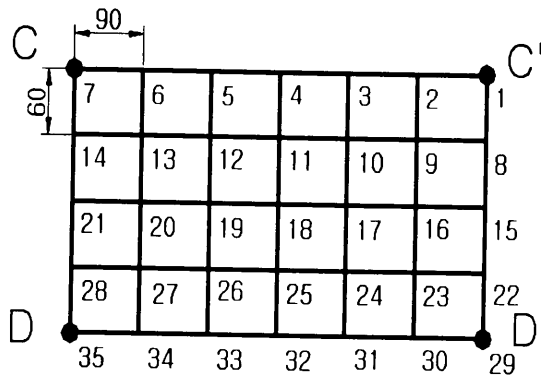


Fig. 7 Parts of temperature measurement



(a) Position of temperature sensor channel (horizontal plane)



(b) Position of temperature sensor channel (vertical plane)

Fig. 8 Positions of channel for heat environment analysis

IV. 실험결과 및 고찰

4-1. 보일러 용량

본 연구에서 개발된 석탄보일러의 경우 온실에서의 온수 난방시스템에 적용하기 위한 것이므로 그 열량은 다음의 식에 의해 계산될 수 있다[9-12].

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T$$

여기서 Q 와 \dot{m} 은 각각 단위시간당 열량과 유량이며 C_p 는 정압비열, ΔT 는 보일러에 유·출입하는 물의 온도차이다. 펌프 작동시 에어로핀 관에서 측정된 온수의 유속은 변화가 거의 없었으며 이때의 값은 약 1.7m/s이었다. 따라서 1시간 동안 보일러에서 공급된 유량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho v A \\ &= 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]} \times 3600 \text{ [s/h]} \times 1.7 \text{ [m/s]} \times \frac{0.096^2 \times \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} \\ &= 44,300 \text{ [kg/h]}\end{aligned}$$

Figs. 9와 10은 석탄보일러의 점화 이후 약 40분부터 시간에 따라 측정된 보일러에 유·출입하는 온수의 온도변화를 나타낸 것이다. 이때는 최대열량을 측정하기 위한 것으로 2개의 화격자에 장착된 송풍기는 계속 가동된 상태에서 실험을 행하였다. 실험은

연구기간 상 여름철에 시행할 수밖에 없어 외기 온도가 낮은 야간에 시행하였지만 보일러에 의해 공급된 열량이 온실 난방부하를 초과하기 때문에 보일러에 유·출입되는 물의 온도는 서서히 상승하고 있다. Fig. 9에서 살펴보면 초기(21시 20분)에는 유·출입하는 물의 온도차가 약 4℃이었으나 약 17분 경과된 21시 37분 이후부터는 물의 온도차가 약 5℃로 거의 일정하게 유지되고 있다. 그래서 본 연구에서는 송풍기 가동시에 온도차를 5℃로 하였다. 따라서 개발된 석탄보일러의 최대열량은 다음과 같이 계산하여 약 220,000kcal/h가 됨을 알 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Q &= 44,300 \text{ [kg/h]} \times 4.182 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \times 0.24 \text{ [kcal/kJ]} \times 5 \text{ [K]} \\
 &= 222,315.12 \text{ [kcal/h]}
 \end{aligned}$$

온실에 난방이 불필요한 경우에는 송풍기의 가동이 중단되고 불씨 보호를 위해 20분마다 100초간의 송풍만 이루어진다. 이러한 상태에서의 보일러 입·출구에서의 물 온도를 측정하여 Fig. 10에 제시하였다. 재송풍 구간(22시경)을 제외한 영역에서는 송풍기의 작동이 중지되어 있기 때문에 연소공기가 없어 잔열에 의한 열공급만 이루어진다. 따라서 석탄보일러에 의해 공급된 열량이 온실의 난방부하보다 적어 시간이 지남에 따라 온도가 저하되는 것을 알 수 있다. Fig. 10에 의하면 최저열량의 경우 22시 15분경 온도차가 약 2℃이므로 약 9만kcal/h로 나타나고 있다. 송풍기의 재가동은 약 22시경부터 100초간 진행되었는데 이때의 온도차는 최대 약 4℃로 약 18만kcal/h의 열량이 공급되고 있다. 물론 이러한 데이터는 가열시간에 따른 연소실내의 환경(주로 내화벽돌의 온도에 따른 복사열)에 따라 달라질 수 있기 때문에 항상 일정한 값은 아니다. 하지만 겨울철 온실을 가운 하는데 있어서 지속적인 가온과 휴식이 반복될 것이기 때문에 거의 유사한 연소실 환경이 조성될 것으로 간주된다.

4-2. 보일러 효율

보일러 효율에는 연소 효율과 열교환기의 전열면 효율의 곱으로 나타낸다. 연소 효율은 노에서 발생한 실제 열량과 연료가 완전 연소시 발생하는 열량의 비로 정의되며, 전열면 효율은 운수에 흡수된 열량과 노에서 발생한 열량의 비이다. 연소 효율과 전열면 효율을 분리해 구하기 위해서는 노내 발생열량을 측정하여야 하는데 이를 측정하기가 어려워 보일러 효율을 계산하는데 있어서 다음의 식으로 구하였다[13-14].

$$\text{효율 } (\eta) = \frac{\text{석탄보일러 발생열량 } (Q)}{\text{석탄의 저위발열량 } (H)}$$



보일러를 가동하는 동안 연료 공급 횟수를 조사하고 1행정 당 석탄투입량인 1.8kg을 곱하여 연소과정동안 공급된 석탄의 저위발열량(본 실험에 사용한 연료의 저위발열량은 6,300kcal/kg)을 계산하는 한편 그 과정 동안 측정된 열량의 누적치로 보일러 발생열량을 계산할 수 있다.

보일러 효율을 구하기 위하여 먼저 보일러 발생열량을 구하면 Fig. 9와 같이 송풍기가 계속적으로 가동 중에는 지속적으로 가열이 이루어지므로 보일러에 유·출입되는 물의 온도는 서서히 상승하며 여러 차례 실험을 한 결과 1시간 동안 평균 28회의 연료공급이 이루어졌고 이때 평균 취득열량은 약 209,000kcal로 조사되었다. 따라서 이때의 보일러 효율은 다음과 같이 65.8%이다.

$$\eta = \frac{209,000[\text{kcal}]}{28[\text{회}] \times 1.8[\text{kg/회}] \times 6,300[\text{kcal/kg}]} = 65.8\%$$

또한 송풍기의 가동이 중지된 경우(이때에는 20분 마다 불씨 보전을 위해 100초간 송풍) 잔열에 의한 열전달이 이루어지는데 이때에도 반복 실험을 한 결과 1시간 동안 연료 공급횟수가 11회이며 평균 취득열량은 약 93,000kcal이었으므로 이때의 효율은 다음과 같이 74.6%이다.

$$\eta = \frac{93,000[kcal]}{11[회] \times 1.8[kg/회] \times 6,300[kcal/kg]} = 74.6\%$$

위의 결과에서 송풍기 가동이 중지된 휴면기에서 보일러 효율이 높은 것은 연소시간이 길기 때문에 좀더 완전연소가 이루어지는 것으로 보인다. 보일러의 가동은 가열과정, 정지과정이 반복적으로 이루어지기 때문에 위 두 과정의 평균값을 보일러 효율로 정하였다. 따라서 본 개발품의 보일러 효율은 70.2%이다.

4-3. 폐열회수율

폐열회수기의 폐열회수율을 측정하기 위해서 앞에서 설명한 바와 같이 신뢰성있는 데이터 확보를 위해 18만kcal/h 용량의 경유용 난방기를 사용하였다. 열량을 계산하기 위하여 연통에서의 풍속을 측정하여야 하는데 Fig. 11에서와 같이 A, B, C 세 영역에서 측정된 풍속의 평균값을 평균속도로 하여 각 평균속도에 그 영역의 면적을 곱하고 이들의 결과를 더한 후 전체면적으로 나누어 연통에서의 평균속도를 계산하였다.

본 실험에서 연통의 각 지점에서 측정된 풍속은 Table 2와 같으며, 연통의 각 위치별 측정위치는 Fig. 11과 같다. 따라서 이 경우 연통에서의 상기방식으로 계산한 평균풍속은 2.71[m/s] 이다

Table 2 Wind velocity of boiler chimney

point	wind velocity (m/s)	point	wind velocity (m/s)
1	2.7	8	3.0
2	2.9	9	2.8
3	2.9	10	2.5
4	3.0	11	2.5
5	2.6	12	2.5
6	2.9	13	2.7
7	3.0		

4-3-1. 온도 분포

난방기의 용량이 18만kcal/h일때 각 부위에서의 시간에 따른 온도 분포는 Fig. 12와 같다. 난방기 가동과 함께 배기가스의 배출 온도는 약 245℃까지 상승하는 것을 볼 수 있다. 또한 폐열회수기를 지난 연소가스의 온도(폐열회수기 후 연통 온도)는 약 80℃, 폐열회수기를 통해 배출되는 취출 온풍은 약 25℃의 온도 분포를 나타내었다. 이때의 실내온도는 약 13℃이다.

4-3-2. 열량 분포

앞에서 측정된 온도 분포와 풍속을 근거로 열량을 계산할 수 있다. 이때 폐열회수기를 통해 취득한 열량(Q_3)은 난방기에서 연통을 통해 배출되는 열량(Q_1)과 폐열회수기 통과 후 연통으로 배출되는 열량(Q_2)의 차로 계산하였다.

보일러 배출열량, 폐열회수 후 연통배출열량, 폐열회수기 취출열량과 회수율을 계산하기 위한 식은 다음과 같다.

$$Q = C_p \dot{m} \Delta T$$

$$\dot{m} = \rho v A$$

$$\begin{aligned} &= 0.774 \text{ [kg/m}^3\text{]} \times 2.71 \text{ [m/s]} \times 3600 \text{ [s/h]} \times \frac{0.21^2 \times \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} \\ &= 261.5 \text{ [kg/h]} \end{aligned}$$

- 보일러 배출열량(Q₁)



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$$\Delta T = 245 \text{ [}^\circ\text{C]} - 13 \text{ [}^\circ\text{C]} = 232 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ 이므로}$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= 261.25 \text{ [kg/h]} \times 0.24 \text{ [kcal/kJ]} \times 1.021 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \times 232 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ &= 14,851.87 \text{ [kcal/h]} \end{aligned}$$

- 폐열회수 후 연통 배출열량(Q₂)

$$\Delta T = 80 \text{ [}^\circ\text{C]} - 13 \text{ [}^\circ\text{C]} = 67 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ 이므로}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= 261.25 \text{ [kg/h]} \times 0.24 \text{ [kcal/kJ]} \times 1.021 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \times 67 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ &= 4,289.12 \text{ [kcal/h]} \end{aligned}$$

- 폐열회수기 취출열량(Q₃)

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = 14,851.87 - 4,289.12 = 10,562.75 \text{ [kcal/h]}$$

- 회수율

$$\frac{Q_3}{Q_1} \times 100 = 71.12 \%$$

이와 같은 방법으로 열량을 분석한 결과를 Fig. 13에 제시하였다. 이 그림에서 살펴보면 난방기에서 배출되는 열량은 최고 약 14,850kcal로서 이중 약 10,560kcal는 폐열회수기에 의해 회수되고, 나머지 약 4,300kcal는 폐열로 배출되고 있음을 알 수 있다. 따라서 폐열회수기를 통하여 회수되어지는 열량은 71%의 높은 회수율을 보이고 있다.

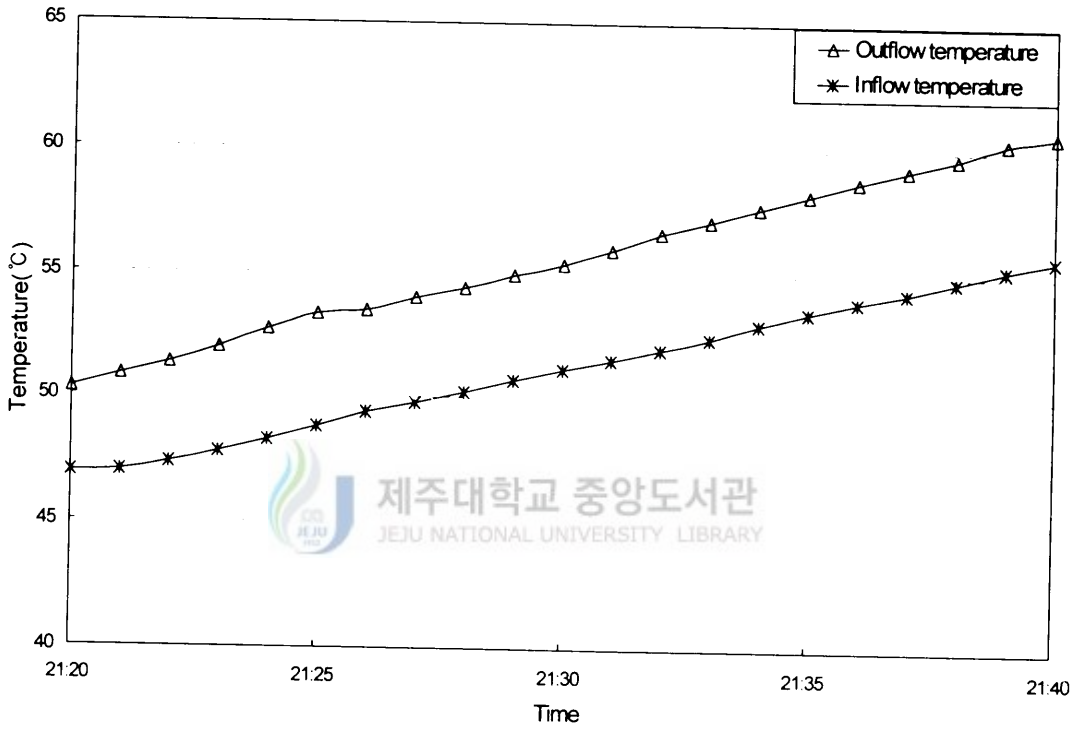


Fig. 9 Temperature variations of boiler outflow · inflow water with time
(Operation of fan)

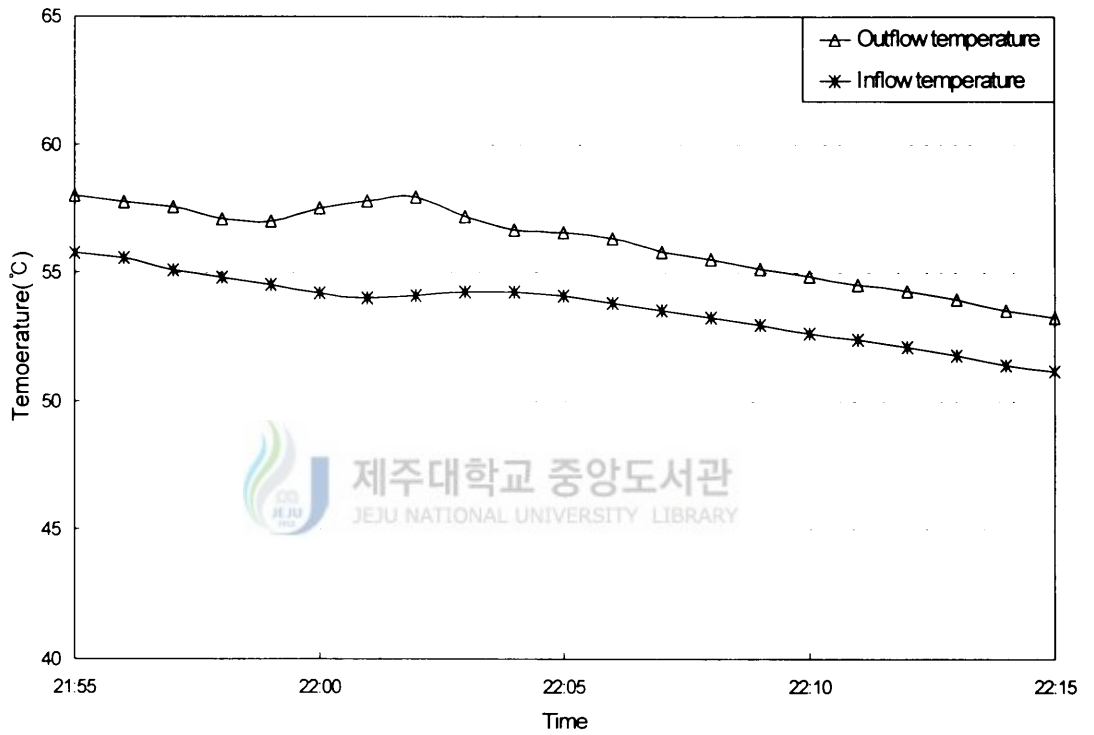


Fig. 10 Temperature variations of boiler outflow · inflow water with time
(Stop & Reoperation of fan)

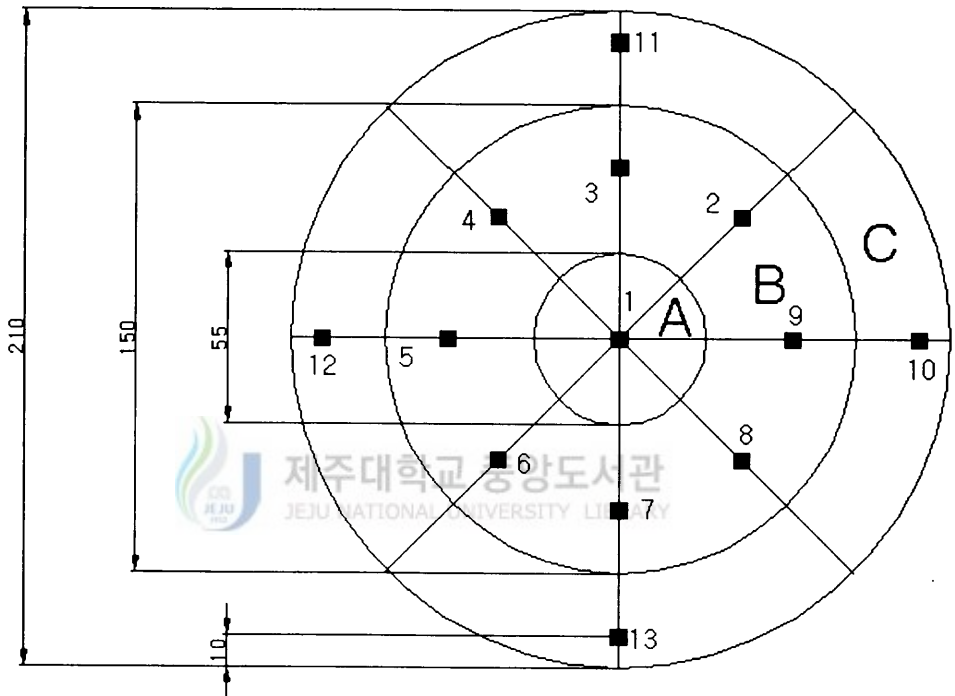


Fig. 11 Measured positions of wind velocity in a boiler chimney

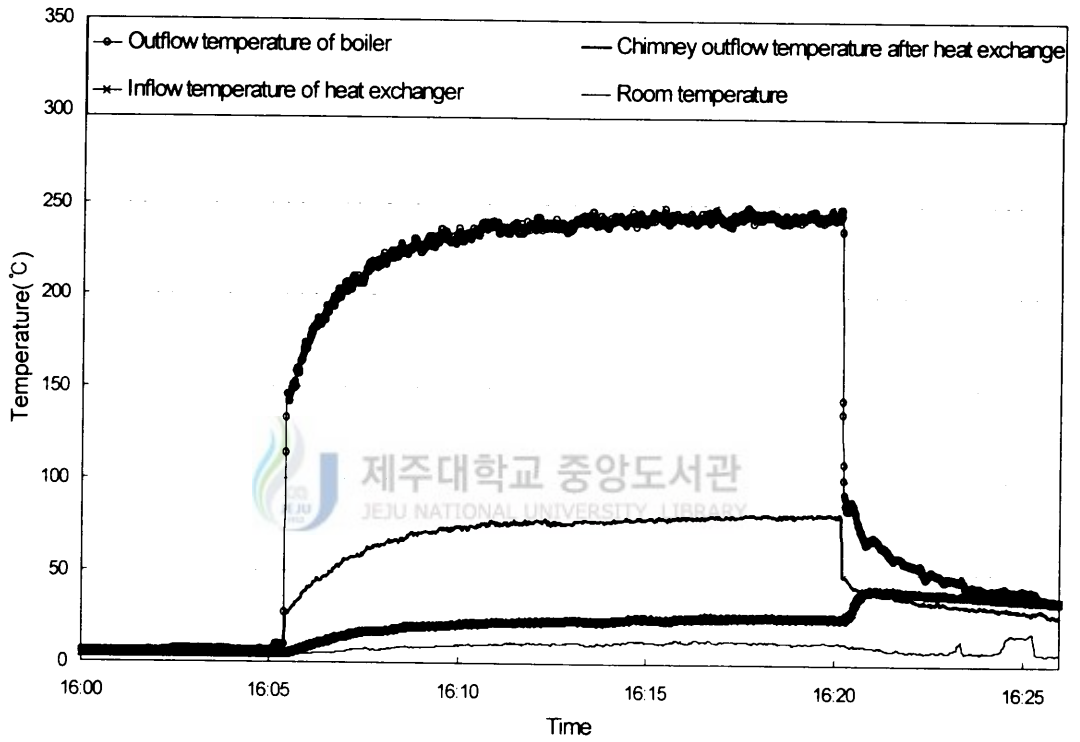


Fig. 12 Temperature distributions with heat exchange

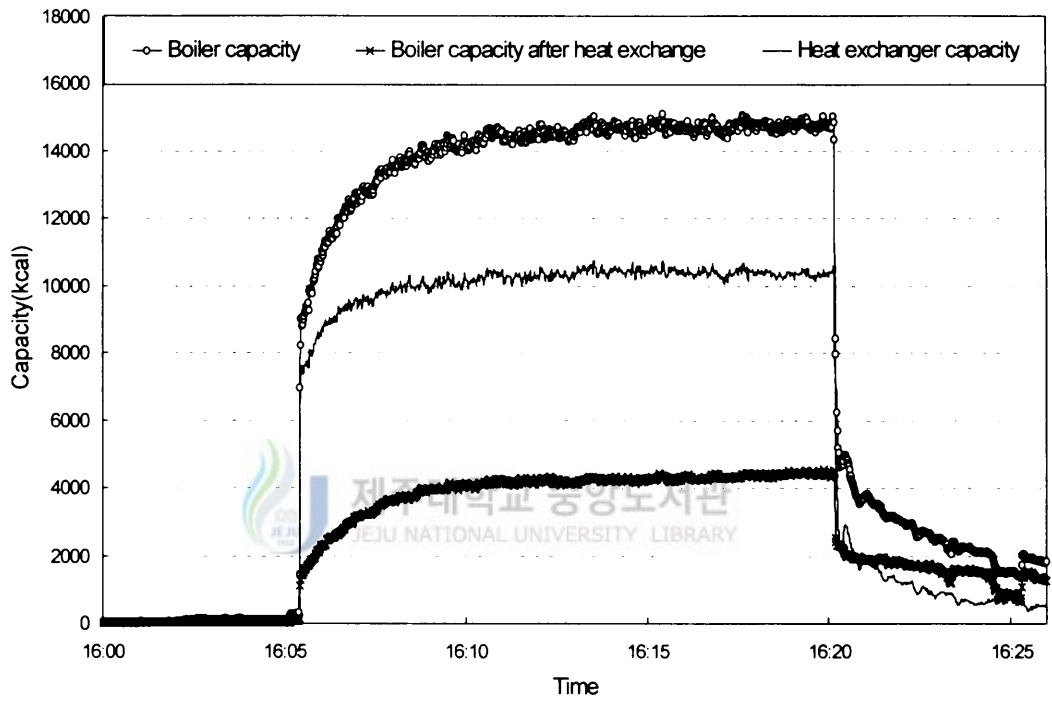


Fig. 13 Heat capacity distributions with heat exchange

4-4. 온실 환경분석

Figs. 14~21는 2000년 9월 9일에서 10일까지 이틀동안 온실에서 실증 실험한 결과를 제시한 것이다. 계절상 주간 온도 너무 높아 실험은 주로 야간에 진행되었다. Figs. 14~16은 시간에 따른 수평면(평면 A-B-B'-A')에서 온도 분포를 0.1℃ 간격으로 하여 등온선을 나타낸 것이다. 여기서 T_{max} , T_{min} , T_{ave} 는 각각 수평면에서의 최고온도, 최저온도 그리고 각 측정점의 온도를 평균한 평균온도를 의미한다. Fig. 14~16에서 보듯이 계속 가온되고 있기 때문에 시간이 경과함에 따라 수평면에서의 평균온도가 17.6℃에서 18.8℃까지 점진적으로 증가할 뿐 아니라 최고 및 최저온도도 상승하고 있음을 알 수 있다. 또한 그래프 상의 양 수직축은 에어로핀관 위의 지점인 Fig. 8(a)의 직선 A-B와 직선 A'-B'에서 측정된 온도 데이터이기 때문에 시간에 따른 온도 증가율이 높고 관과 관사이인 내부 부분보다 다소 높게 측정되고 있다.

Figs. 17~19는 Figs. 14~16과 같은 시간에 수직면(평면 C-D-D'-C')에서 측정된 온도 데이터를 온도차 0.1℃ 간격으로 하여 등온선을 나타낸 것이다. 이 경우에도 Figs. 14~16에서와 마찬가지로 시간이 경과함에 따라 수직면에서의 최고온도, 최저온도, 평균온도가 서서히 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한 그래프의 양 수직축인 Fig. 8(b)의 직선 C-D와 직선 C'-D'에 에어로핀관이 있기 때문에 이곳의 온도가 내부보다 고온으로 나타나고 있다. 특히 Figs. 17~19에서는 에어로핀관에서 공급된 열에 의한 자연대류현상 때문에 위로 상승할수록 온도가 증가하고 이러한 유동이 내부로 진행되는 열적 플룸(Thermal plume) 현상을 관찰할 수 있다.

Figs. 20과 21은 대표적인 지점에서의 시간에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. Fig. 20은 수평면상의 측정점 22와 24의 온도변화를 나타낸 것으로 측정점 22는 에어로핀관 상부에 위치하며 측정점 24는 에어로핀관 사이의 지점임을 Fig. 8(a)에서 알 수 있다.

Fig. 20에서 살펴보면 측정점 22의 경우 온도변화가 다소 심하게 나타나는데 이는 이 지점이 에어로핀관의 상부에 위치하기 때문에 자연대류에 의한 열전달 유무에 따라 온도의 변동이 심한 것으로 분석된다. 그러나 내부 지점인 측정점 24는 시간에 따른 온도변화가 미미함을 알 수 있다. 또한 수직선상의 변화를 조사하기 위하여 측정점 1과 29에서의 시간에 따른 온도변화를 Fig. 21에 제시하였다. 이들은 에어로핀관 바로 위 지점으로 Fig. 8(b)에서 살펴보면 측정점 1은 지상 300cm 위치에 그리고 측정점 29는 지상 60cm 위치이다. 이 두 지점의 온도변화는 위치가 낮은 측정점 29인 경우가 심하게 나타난다. 이는 Fig. 20의 측정점 22와 비교해봐도 알 수 있다. 측정점 22는 지상 120cm 위치로 그 온도의 변동이 측정점 1번(300cm위치)보다는 심하나 측정점 29번(60cm위치)보다는 적게 조사되고 있다. 결국 이러한 현상은 에어로핀관에서 근접할수록 에어로핀관으로부터 발생하는 자연대류에 의해 형성된 유동이 지배적이어서 불안정하지만, 상부는 온실의 높이 때문에 자연대류 영향보다는 주변 공기와 잘 섞이면서 온도가 안정적으로 나타나기 때문으로 분석된다.

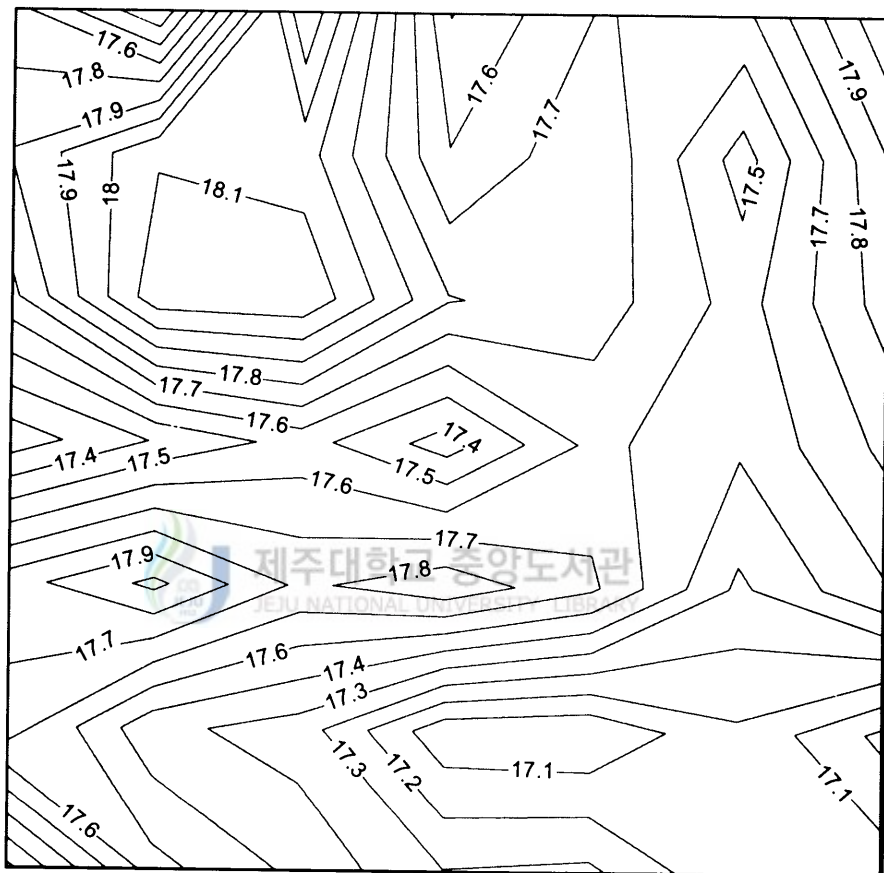


Fig. 14 Temperature distributions on horizontal plane at 23:00 p.m.
 ($T_{\max}=18.3^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=17.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=17.6^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

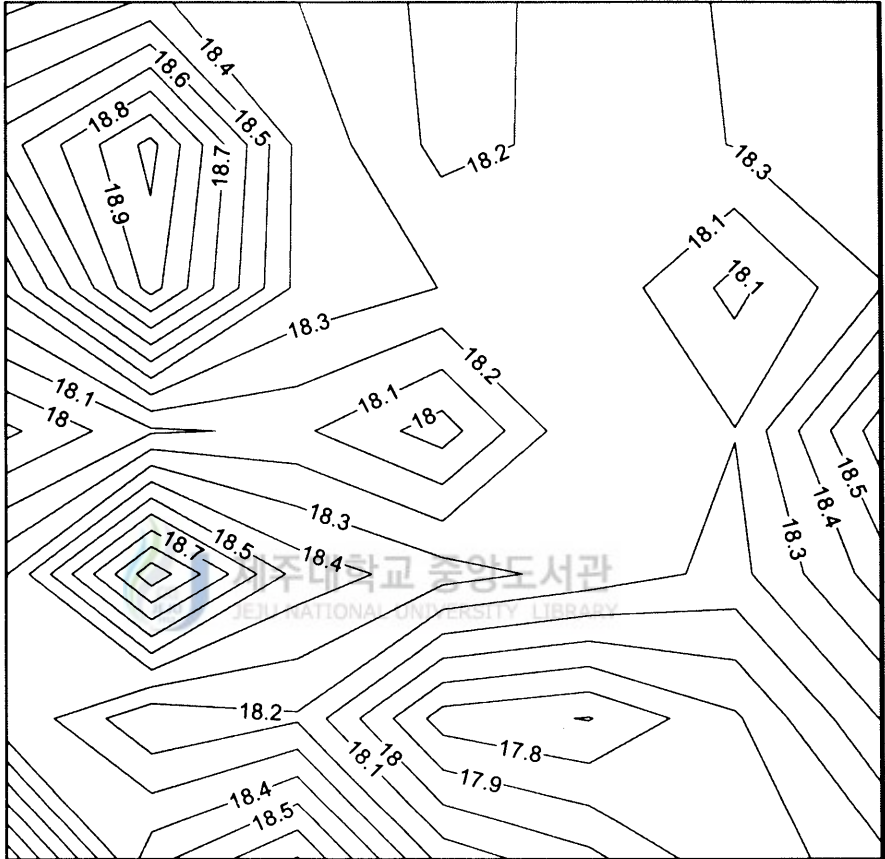


Fig. 15 Temperature distributions on horizontal plane at 00:15 a.m.
 ($T_{\max}=19.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=17.7^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=18.3^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

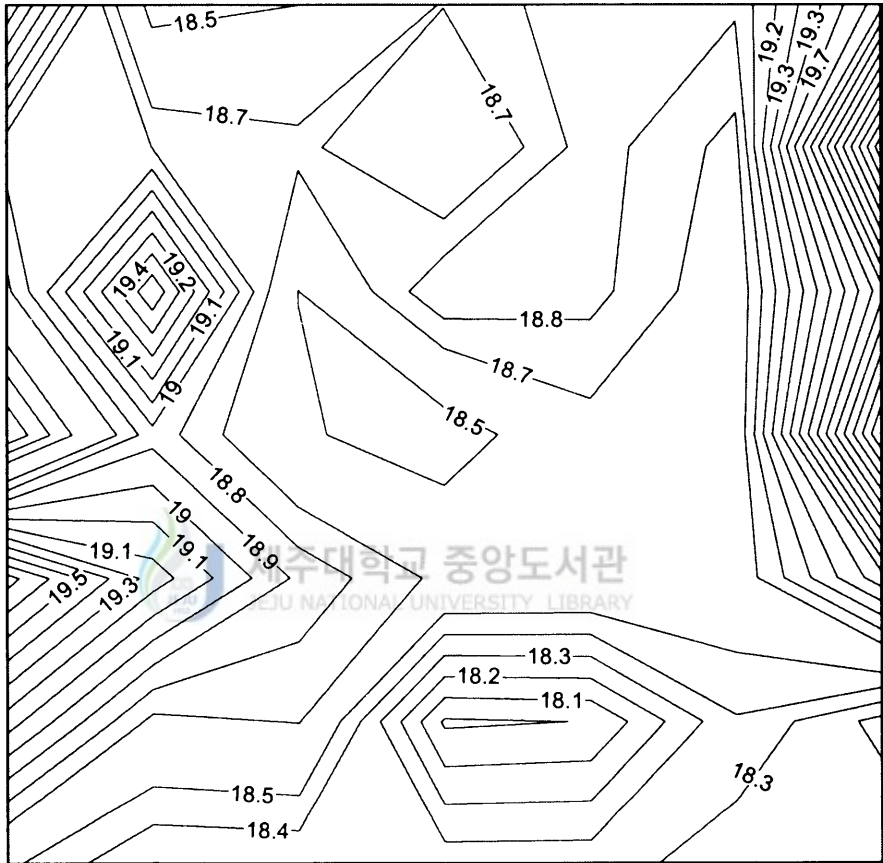


Fig 16. Temperature distributions on horizontal plane at 02:20 a.m.
 ($T_{\max}=20.5^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=18.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=18.8^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

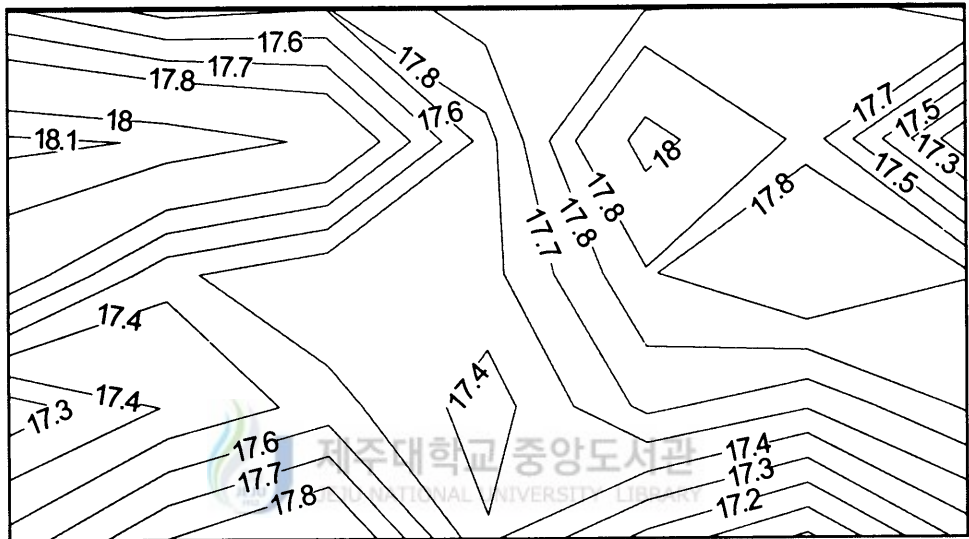


Fig. 17 Temperature distributions on vertical plane at 23:00 p.m.
 ($T_{\max}=18.1^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=17.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=17.6^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

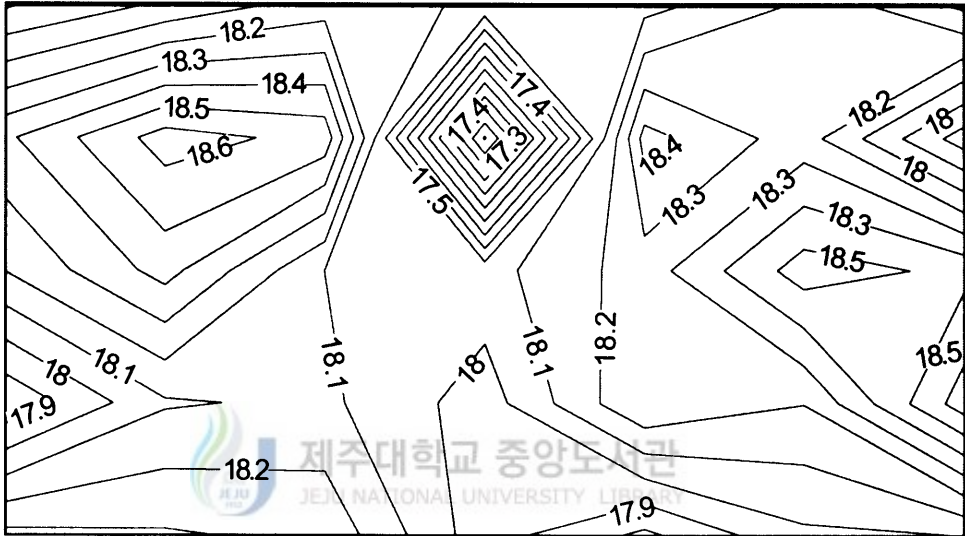


Fig. 18 Temperature distributions on vertical plane at 00:15 a.m.
 ($T_{\max}=18.7^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=17.1^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=18.1^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

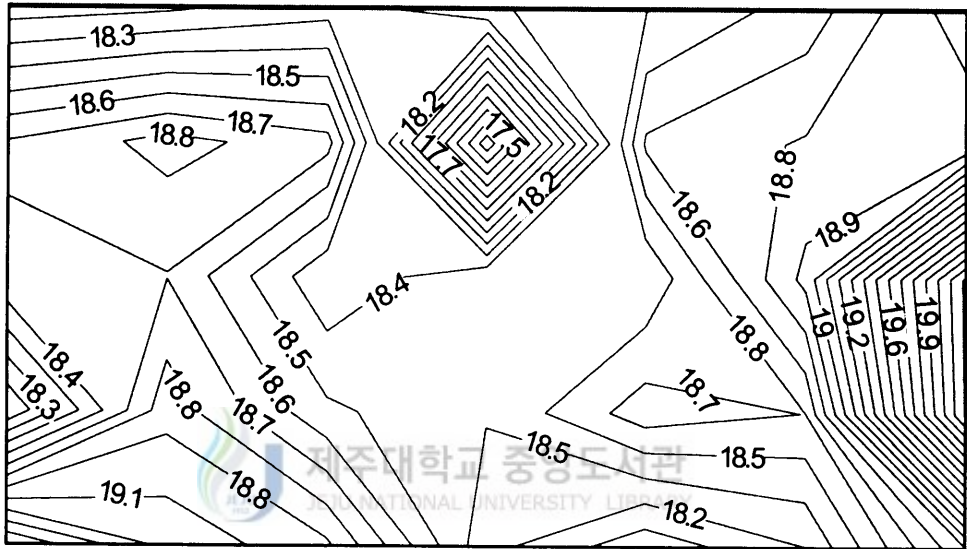


Fig. 19 Temperature distributions on vertical plane at 02:20 a.m.
 ($T_{\max}=20.2^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=17.3^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ave}}=18.7^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=0.1^{\circ}\text{C}$)

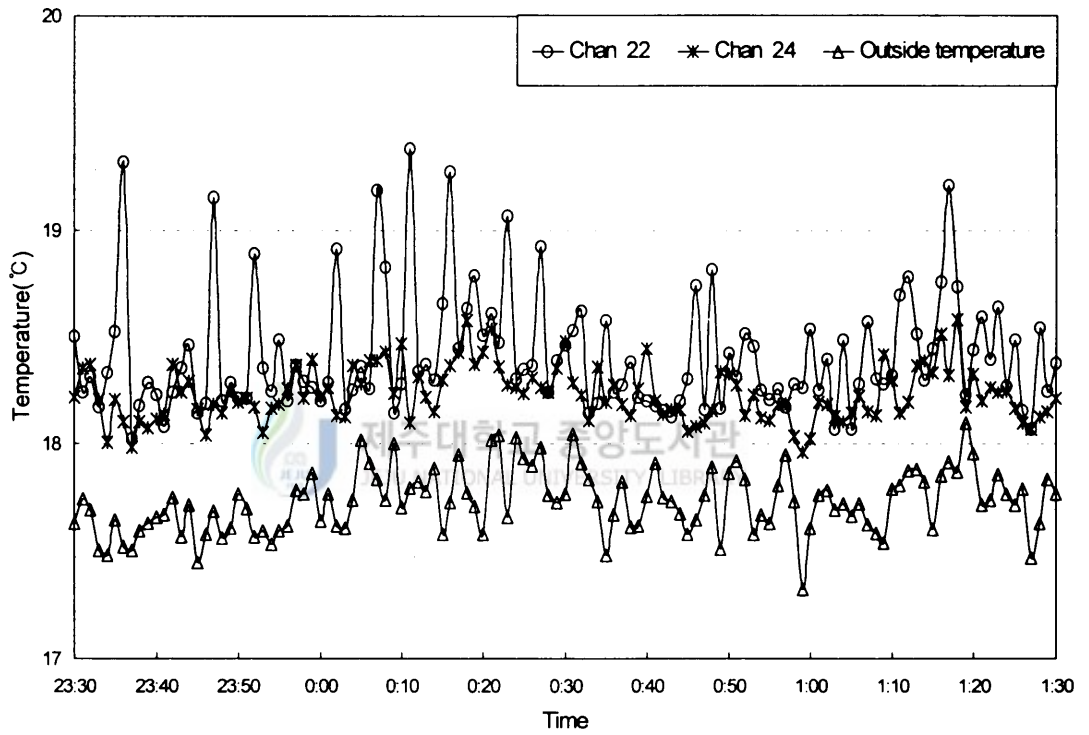


Fig. 20 Temperature variations on horizontal plane (channel 22, 24)

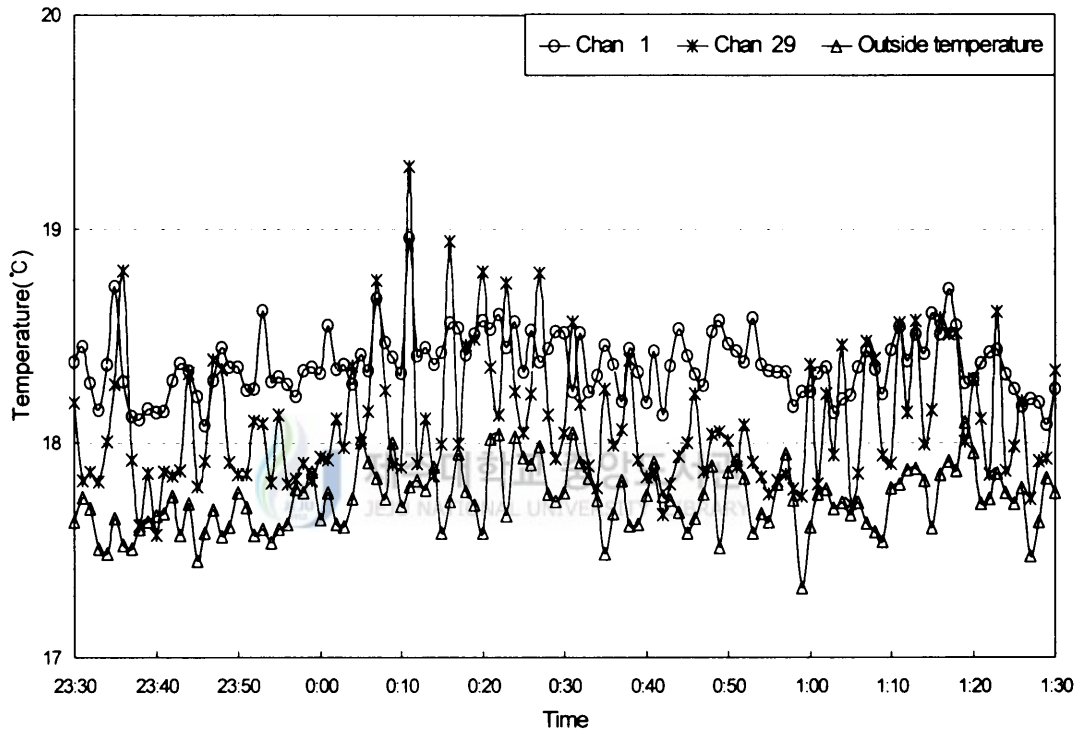


Fig. 21 Temperature variations on vertical plane (channel 1, 29)

V. 결 론

본 연구에서는 석탄류를 이용한 시설재배 농가용 석탄 자동난방시스템에 관한 연구를 진행하여 새롭게 개발된 석탄 자동보일러(크게 연소실, 열교환기, 석탄조, 석탄공급 장치로 구성됨)와 연로에 번들(bundle) 형태의 많은 연관을 만들어 연소가스를 이곳으로 보낸 후 송풍기에 의해 수직방향으로 공기를 순환시켜 열을 회수하기 위한 장치인 폐열회수기를 이용한 온실 난방시스템에서의 석탄보일러의 용량, 효율을 계산하고 폐열회수기의 성능평가를 시행하였다. 또한 개발된 석탄보일러를 실제 온실(약 500평)에 적용하여 온실내의 열환경 분석을 시행하였다.

석탄보일러의 최대 용량을 유량, 보일러 유·출입부의 온도차를 측정하여 계산한 결과 그 용량은 약 22만kcal/h로 나타났다. 효율의 경우 송풍기 가동시 1시간 동안 평균 28회의 연료공급이 이루어져 평균 취득열량은 약 209,000kcal로 효율이 약 65.8%이고, 송풍기 미가동시 1시간 동안 연료 공급횟수가 11회이며 평균 취득열량은 약 93,000kcal이므로 효율이 약 74.6%로 나타나 전체적으로 효율을 70.2%로 추정할 수 있다.

폐열회수기의 성능 평가에 있어서 보일러 배출열량이 약 14,850kcal이고 폐열회수 후 연통 배출열량이 약 4,300kcal이며 폐열회수기 취출열량은 약 10,560kcal이다. 따라서 폐열회수기의 폐열회수율은 약 71%로 조사되었다.

온실 환경분석에서 살펴보면 보일러 가동중에는 계속 가온되고 있기 때문에 시간이 지남에 따라 온실내의 일정공간인 수평면, 수직면에서의 최고·최저·평균온도가 점진적으로 증가하였다. 수평면에서는 에어로핀관과 관사이인 내부보다 에어로핀관상에서의 온도 증가율이 높았으며, 수직방향 변화는 에어로핀관 상부에서가 내부에서 보다 온도 변동이 심하였다. 결국 이러한 현상은 에어로핀관에 근접할수록 에어로핀관에서 발생한

자연대류에 의해 형성된 유동이 지배적이어서 불안정하지만, 상부는 온실의 높이 때문에 자연대류 영향보다는 주변 공기와 잘 섞이면서 온도가 안정적으로 나타나기 때문에 분석된다. 또한 에어로핀관에서 공급된 열에 의한 자연대류 현상 때문에 위로 상승할 수록 온도가 증가하고 이러한 유동이 내부로 진행되는 열적 플룸(Thermal plume) 현상이 관찰되었다.



참 고 문 헌

1. 농림부, “98 채소생산실적”, 1999
2. 강금춘, 장진택, 김영중, 유영선, 이건중, “온풍난방기 배기열 회수 온풍 공급 시스템”, 한국생물환경조절학회 학술발표논문집, 제9권, pp. 13-17, 2000
3. 윤용철, 서원명, 김정섭, “온실용 폐열회수장치의 성능 분석”, 한국생물 환경조절학회 학술발표논문집, 제9권, pp. 85-89, 2000
4. 한국화학공학회, “에너지공학”, 교보문고, 1996
5. 이익형, 이병은, 신명호, 이재광, 하종광 “Development of Low NO_x and Efficiency Coal Firing System”, 한국중공업(주) 기술연구원, 1999
6. 박태준, 김재호, 이호진, 이재구, 류시욱, 홍재창, 김용구, “Integrated Coal Gasification Combined Cycle Technology Development For Power Generation(Ⅲ)”, 한국에너지기술연구소, KIER-956316, 1996
7. 김상돈, “석탄에너지 변환기술”, 민음사, 1986
8. 최재우, 안수길, 홍명석 편저, “연소공학”, 동화기술, 1999
9. Frank P. Incropera, David P. DeWitt, “Introduction to Heat Transfer(Second Edition)”, John Wiley & Sons, 1993

10. Willam Z. Blank, James G. Hartley, "Thermodynamics (Third Edition)", Harper Collins Collage Publishers, 1996
11. 정영식, 황영재, 김영철, "열관리 편람", 세진사, 1993
12. 이경희, "건축환경계획", 문운당, 1992
13. 김석봉, "새로운 보일러", 일신서적, 1984
14. 김동환, "증기보일러 및 원동기", 동명사, 1983
15. 박관규, "Heat Pipe의 원리를 이용한 시설온실의 온수난방 방열기 개발", 동국대학교 박사학위 논문, pp. 28-40, 1995
16. 김영중, 이건중, 신정용, 유영선, 이건중, "온풍기의 배기열 회수 지중난방용 온수공급시스템, 한국농업기계학회 2000년 동계 학술대회 논문집, 2000

감사의 글

작지만 저에게는 소중한 이 논문을 마치면서 대학원 2년 동안의 즐겁고 유익했던 시간들을 마무리 하고자 합니다.

먼저 언제나 저를 지켜주시는 하나님에게 감사드립니다. 또한 저의 많은 부족함에도 항상 이해와 관심으로 저를 이끌어주시고 이번 논문을 마무리하는데 큰 도움을 주신 현명택 교수님에게 진심으로 감사드립니다. 그리고 저의 논문에 세심한 주의로 지도하여 주신 권기린 교수님, 허종철 교수님께 감사드리며, 항상 따뜻한 마음으로 조언을 해주신 김귀식 교수님, 임종환 교수님, 조경호 교수님, 정동원 교수님, 최경현 교수님께도 감사드립니다. 그리고 열전달 실험실에서 늘 같은 마음으로 저를 이끌어준 김성만 선생님, 이동원 선배님, 김양훈 선배님, 강동언 대학원생, 김석우 대학원생, 창모, 은철, 성력, 승철에게도 감사드립니다. 그리고 양경부, 오명범, 이창수, 홍용의 선배님께 감사드리며 이번에 같이 졸업하는 상필형, 형일형, 훈기형, 병수, 윤석, 민호 그리고 대학원 후배인 상철, 승현, 남훈에게도 감사드리며 하는 일이 모두 잘 되기를 기원합니다. 그리고 그 외에도 표현하지 못한 사랑의 빛을 진 많은 사람들에게 진심으로 감사드립니다.

끝으로 이 논문이 있기까지 변함없는 관심으로 이끌어주신 부모님과 장모님, 오늘의 제가 있기까지 힘써주신 누님들과 형님들, 그리고 언제나 저의 곁에서 웃음과 사랑으로 저의 힘이 되어준 사랑하는 나의 아내 미정리와 함께 작지만 소중한 기쁨을 함께 나누고자 합니다.

2000년 12월

조 혁 진