

석유 팬 히터의 연소실 주변 열전달 특성

김 장 권*

(1997년 11월 3일 접수)

**Heat Transfer Characteristics Around a Circular
Combustion Chamber of Kerosene Fan Heater**

Jang Kweon Kim

Key Words : Kerosene Fan Heater(석유 팬 히터), Axial Fan(축류 팬), Turbo Fan(터보 팬), Heat-Intercept Duct(열교환 덕트), Combustion Chamber(연소실), Subsonic Wind Tunnel(아음속 풍동), Local Heat Transfer Coefficient(국소 열전달계수), Mean Heat Transfer Coefficient(평균 열전달계수), Heating Performance(난방 능력)

Abstract

This paper was studied to understand the characteristics of heat transfer coefficients and surface temperature distributions around a circular combustion chamber within the heat-intercept duct of kerosene fan heater. The experiment was carried out in the heat-intercept duct of kerosene fan heater attached to the blow-down-type subsonic wind tunnel with a test section of 240 mm × 240 mm × 1200 mm. The purpose of this paper was to obtain the basic data related with normal combustion for new design from conventional kerosene fan heater, and to investigate the effect of surface temperature, local and mean heat transfer coefficients versus flow-rate of convection axial fan according to the variations of heat release conditions from kerosene fan heater during normal combustion. Consequently it was found that (i) the revolution of convection axial fan during combustion had a smaller value than that of non-combustion because of the thermal resistance due to the high temperature in the heat-intercept duct, (ii) the pressure ratio P_2/P_1 had a comparatively constant value of 0.844 according to the revolution increase of turbo fan and the heating performance of kerosene fan heater had a range of 1,494~3,852 kcal/hr, (iii) the local heat transfer coefficient around a circular combustion chamber had a comparatively larger scale in the range of $315^\circ < \theta < 45^\circ$ than that in the range of $90^\circ < \theta < 270^\circ$ as a result of heat transfer difference between front and back of a circular combustion chamber, and (iv) the mean heat transfer coefficient around a circular combustion chamber increased linearly like a $H_m = 95.196Q + 104.019$ in condition of high heat release according to the increase of flow-rate of axial fan.

기호 설명

*회원, 군산대학교 기관공학과

 E_{input} : 입력 전압[volt]

G	: 연료 소비량[gr/hr]
H	: 연소실 높이[m]
H _A	: 단위 풍량 대비 국소 열전달 계수의 산술 평균[W·min/m ³ °C]
H _c	: 국소 열전달 계수[W/m ² °C]
H _m	: 평균 열전달 계수[W/m ² °C]
N	: 팬 회전수[RPM]
n	: 대류용 축류 팬의 풍량 변화 수(= 15) [-]
Pd	: 풍동 시험부 내의 동압[mmAq]
Ps	: 풍동 시험부 내의 정압[mmAq]
P ₁	: 정유면기에 걸리는 압력[mmAq]
P ₂	: 연소용 공기압력[mmAq]
Q	: 대류용 축류 팬에 의한 풍량[m ³ /min]
Q _c	: 석유 팬 히터의 난방 능력[kcal/hr]
R	: 연소실 반경[m]
S	: 연소실 표면적(=2πR·H)[m ²]
T	: 열교환 덕트 표면 온도[°C]
T _θ	: 연소실 표면 온도[°C]
T _∞	: 풍동 시험부 내의 상류측 기류 온도[°C]
V _∞	: 풍동 시험부 내의 상류측 기류 속도[m/s]
θ	: 연소실 표면 온도 측정 각도[°]
Σ	: 합산 기호[-]

1. 서 론

가정용 연소기기는 강제 급 배기식과 개방형 온풍난방기로 분류되는데, 주로 가스, 석유(등유)가 연료로 사용되고 있다. 이들의 연소 방식은 연료와 공기를 혼합 시키는 방식에 따라 예 혼합 연소와 확산 연소로 크게 나눌 수가 있다.⁽¹⁾ 예 혼합 연소는 검댕이(soot), 일산화탄소(CO)의 배출이 극히 적은 깨끗한 연소 방식으로 평가되고 있어, 가정용 연소기기에는 예 혼합 연소 방식이 주로 채택되고 있다.⁽⁴⁾

가정용 연소기기 중 석유 가스화 팬 히터(fan heater)는 실내에서 연소용 공기를 버너(burner) 내로 공급시키고, 공급된 석유를 무화 및 증발 기화 시킨 다음, 버너 내에서 연소용 공기와 혼합한 후 점화시켜 연소 된 열과 배기가스를 동시에 실내로 분출 시키는 개방형 예 혼합 연소 방식을 채택하는 온풍난방기이므로, 완전연소를 통해 더욱 더 청정 난방과 쾌적 난방을 필요로 하게 된다. 석유

팬 히터는 1980년 일본에서 처음 개발된 이래 현재까지 약 400만대의 시장 규모로 성장하고 있지만,⁽²⁾ 국내에서는 1984년 도입된 이래 약 50만대의 시장 규모에 달했으나, 현재에는 점차 그 시장 규모가 줄어들고 있는 추세이다. 이 같은 현상은 주택의 난방이 일본에서는 공간 난방 위주로 되어 있어 석유 팬 히터가 필수품으로 자리잡고 있으나, 국내에서는 보일러를 위주로 하는 상 난방 문화가 형성되어 있어, 석유 팬 히터는 단지 보조 난방 기기로 사용되고 있기 때문이다. 또한 국내에서는 최근 생활수준이 크게 향상됨에 따라 석유 팬 히터 사용시 연료 교체의 번거로움과 연료의 점화 또는 소화시 발생하는 냄새 등의 불편성 때문에 그리고 새로운 난방기기로 청정 연료인 가스 또는 전기기기의 선호에 더욱 연계되어 시장 수요가 줄어드는 것으로 사료된다.

따라서 금후 석유 팬 히터가 국내시장에서 지속적으로 성장하기 위해서는 안전성, 신뢰성, 저공해화(냄새 저감), 쾌적성, 정숙성, 편리성 등이 한층 더 개선되어야 한다고 생각된다.⁽¹⁾ 안전성 측면에서는 일산화탄소의 배출을 사전에 방지하는 불완전 연소 방지의 대책이 중요하며, 저공해화에 대해서는 연소 가스 중의 질소 산화물(NO, NO₂) 억제와 점화 또는 소화 시에 발생하는 미연 가스의 억제 등이 요구되며, 정숙성에서는 연료 연소 시 발생하는 연소 소음 및 기타 부품 등의 운전 소음의 저감이 요구된다. 또한 쾌적성 측면에서는 난방 부하에 대응하여 실내 온도를 일정하게 유지시켜 줄 수 있는 연소 가변 폭의 확대와 상하 온도차의 개선 그리고 적절한 습도 유지 기능들이 요구되며, 편리성에 대해서는 연료를 교체시켜 줄때 느끼는 번거로움을 제거할 수 있는 방안들이 요구된다 할 수 있다.

原⁽³⁾과 大西⁽⁴⁾ 등은 석유 팬 히터의 쾌적 제어를 위해서 실내 환경을 상세히 측정하는 시스템을 이용하여 실내 환경 분포의 특성, 사람의 온열 감각의 검토를 진행하였으며, 쾌적성 향상에 관한 제어 방법을 개발하여 상하 온도차의 개선, 외기 온도의 변화 등에 따른 환경 분포의 변화, 사용의 편리성 등을 고찰하였다. 福野 등⁽⁵⁾은 석유 팬 히터가 보다 쾌적한 주거 공간을 제공하는 공조 기기로서의 기본 성능을 향상시키기 위해서는 소음 저감, 냄새 저감 등의 개선이 무엇보다도 중요하다고 강조하였으며, 특히 석유 팬 히터의 저소음화에 대한 방안

들을 기술하였다. 任田 등⁽⁶⁾은 기본 성능면에서 질소 산화물(NOx)을 저감하기 위해, 버너(burner)의 헤드(head)를 감싸는 테이퍼(taper) 형태의 보임 링을 채택하였고, 佐藤 등^(2,7)은 복사체 삽입과 2단 연소 방식을 채택하여 각각 화염의 냉각 효과로 질소 산화물에 의한 냄새 저감을 시도하였다.

본 연구에서는 석유 팬 히터의 구성 요소중 대류용 축류 팬에 의해 연소실의 열을 실내로 배출시키며, 주위의 다른 구성 부품에는 안전한 설계온도를 제공하는 열교환 덕트(heat-intercept duct)를 각 연소제어 조건별 발열량에 따른 영향을 분석하기 위하여, 석유 팬 히터를 대상으로 연소에 의한 각 제어 조건별 발열량을 측정하였으며, 동시에 열 교환 덕트내 대류용 축류 팬에 의한 유동을 만족하는 연소실 표면의 온도를 측정하여 국부 열전달 계수와 평균 열전달 계수들을 고찰하고자 한다.

2. 석유 팬 히터의 연소 원리

Fig. 1은 본 연구에 사용하였던 석유 팬 히터(HFN-451SN, LG 전자)의 구조를 나타내는 것으로서, 주요 구성 요소들은 등유를 기화 시켜 연소

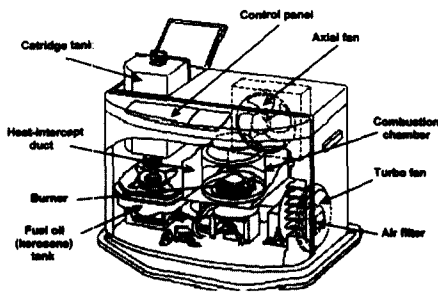


Fig. 1 Configuration of kerosene fan heater.

시키는 버너부와 등유를 공급하는 카트리지 탱크(cartridge tank), 연료 탱크(fuel oil tank) 그리고 연소용 공기를 공급하는 터보 팬과 온풍을 송출시키는 대류용 축류 팬 및 조작용 등으로 구성되어 있다.

이 같은 석유 팬 히터의 연소 과정의 원리는 Fig. 2에서 살펴볼 수 있다. 즉 연소용 공기는 터보 팬으로 부터 댐퍼(damper)와 분무 노즐부를 거쳐 기화통 내로 들어간다. 한편으로는 터보 팬으로 부터 송풍된 일부 공기는 가압 전자(電磁) 밸브(solenoid valve)를 거쳐 정유면기(fuel oil level controller) 내의 등유를 가압 시키게 된다. 이 등유는 카트리지 탱크, 연료 탱크, 오일관(oil pipe)을 거쳐 전자(電磁) 펌프(solenoid pump)에 의해 정유면기에 모여진 것으로 여기에 일정 압력이 작용되면 이 등유는 니들(needle)을 통해 기화통 내로 분출된다. 한편, 정유면기에서 일정 유면을 채운 등유는 계속적으로 전자 펌프가 동작하기 때문에 흘러 넘치게 되어 다시 오일 관으로 리턴(return) 된다. 기화통 내에는 연소용 공기가 분무 노즐부로 부터 압송되고 있기 때문에 등유는 니들로부터 분출되는 순간 미립화로 무화(霧化)된다. 기화통은 내장된 쉬스히터(sheath heater)에 의해 등유가 증발하기 쉬운 증발 온도 부근으로 예열 되어 있어, 무화된 등유는 기화통 내에서 순간적으로 가스화가 되어 연소용 공기와 혼합이 이루어진 후, 버너 헤드를 빠져 나가면서 연소실로 들어온 2차 연소용 공기와 함께 연소한다. 연소된 고온 가스는 석유 팬 히터 본체 뒷면 상부에 위치한 대류용 축류 팬으로 부터 송풍 되어 외부의 공기와 혼합된 다음 온풍 취출구를 통해 밖으로 빠져 나가게 된다.⁽⁶⁾

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험 장치 및 측정 기기

본 연구에서는 석유 팬 히터의 각 발열량별 열교환에 필요한 적정 풍량을 측정하기 위해서 Fig. 3과 같은 송풍식 아음속 풍동(subsonic wind tunnel)을 사용하였다.

먼저, 본 연구에서 사용된 아음속 풍동의 구성 요소는 다음과 같다. 아음속 풍동의 풍량 발생 장치인 구동부는 220[volt], 5.5[kW]인 직류 모터와 후향 깃을 갖는 원심형 송풍기로 되어 있다. 풍동

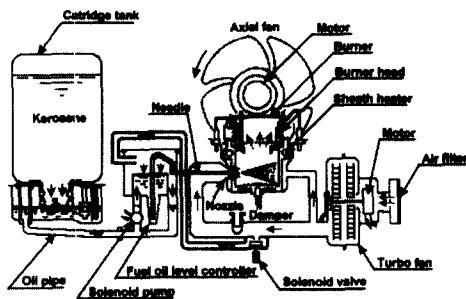


Fig. 2 Combustion process diagram of kerosene fan heater.

출구에서 송풍기로 부터 발생한 교란된 유동을 방지하기 위해, 난류 운동 에너지에 의해 교란된 유동 성분을 저하시키고, 반면에 정압 상승을 통해 압력 회복을 높이는 스크린(screen)들이 설치된 확산부(diffuser)가 있으며, 교란된 유동 성분들을 더욱 더 없애 주고, 전 단면상에서 균일 속도 분포를 얻도록 스크린들과 하니컴(honey-combs)으로 구성된 정류실(tranquilization chamber)이 있다. 그리고 풍동 시험부에서 실험에 필요로 하는 층류 유동과 고속의 흐름을 얻고, 난류 성분의 크기를 더욱 억제키 위해, 단면 비율이 9:1인 수축부(contraction)가 설치되어 있으며, 아울러 각종 실험을 용이하게 행할 수 있도록 만든 시험부 등이 구성되어 있다.

본 연구에서 사용된 풍동 시험부의 내벽 단면 치수는 석유 팬 히터의 대류용 축류 팬이 설치된 외곽 크기를 고려하여 길이가 1200[mm]인 240×240 [mm²]로 제작하였고, 풍동 수축부 출구의 크기(300×300 [mm²])와 맞지 않기 때문에 중간 연결용 수축부를 별도로 제작하였으며, 80 메쉬(mesh)의 스크린을 사이에 두고 중간 연결용 수축부와 풍동 시험부를 연결하였다.

본 연구를 위해 사용한 측정기기로서는 먼저 풍동 시험부 내의 풍속을 측정하기 위해서 피토크관 1개와 마이크로 마노미터(micro-manometer : FC-012, Furness Co.) 2대를 사용하였다. 또 연소용 터보 팬(turbo fan)과 대류용 축류 팬의 입력 전압을 변화시키기 위해서 슬라이닥스(slidacs) 2대를 사용하였으며, 대류용 축류 팬의 회전수 측정은 디지털 스트로보스코프(digital stroboscope/tachometer : DX-521, SEORIM Electric, Korea)를 사용하였다. 한편, 석유 팬 히터의 연소실 표면 온도 분포 측정에 사용한 열전대(thermocouple)는 "K"

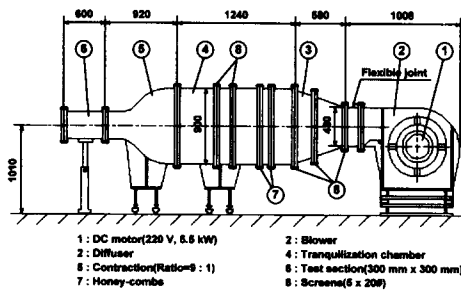


Fig. 3 Schematic diagram of subsonic wind tunnel.

형(Kromel+Alumel)으로 직경이 0.3[mm]이었으며, 온도 기록을 위해서는 32채널 타점 온도계(digistripIII, KAYE instruments)를 사용하였다.

3.2 실험 방법

3.2.1 축류 팬의 열교환용 풍량 측정 방법

Fig. 4는 Fig. 1과 같은 석유 팬 히터를 풍동 시험부 출구에 연결시킨 상태로 대류용 축류 팬의 일정 회전수에서 발생하는 열교환용 풍량을 측정하기 위한 그림이다. 풍동 시험부 내에서 얻어지는 열교환용 풍량 측정은 풍동 시험부 내의 상류측에 균일 유동 흐름이 유지되도록 하여 이 속도를 피토크관과 마이크로 마노미터에 의해 측정한 다음 풍동 시험부 단면적을 곱하는 방법을 이용하였다. 이 같은 방법으로 풍속을 측정하기 위해 풍동 시험부에는 대류용 축류 팬의 회전시 스윙(swirl)에 의한 상류측 공기 흐름의 영향이 무시되도록 상류측으로 800[mm] 위치에 피토크관(pitot-tube)을 설치한 다음, 정압 호스(hose)와 전압 호스를 각각 마이크로 마노미터의 두 입력 단자에 연결하여 사용하였다. 또 풍동 시험부에 연결된 대류용 축류 팬의 가동 시 풍동 시험부 상류측에서 발생하는 정압의 부하를 측정하기 위해서는 풍동 시험부 출구로부터 상류측으로 240[mm] 떨어진 시험부의 상, 하, 좌, 우 벽면의 중앙 4곳을 내경이 약 3[mm]인 정압 호스를 각각 독립적으로 연결한 다음, 이 4곳의 정압 호스에서 걸리는 정압을 평균하기 위해서, 4곳의 호스를 하나의 관으로 연결하여 여기에서 평균되는 정압을 하나의 호스로 빼내어 마이크로 마노미터의 한쪽 단자에 연결하여 사용하였다.

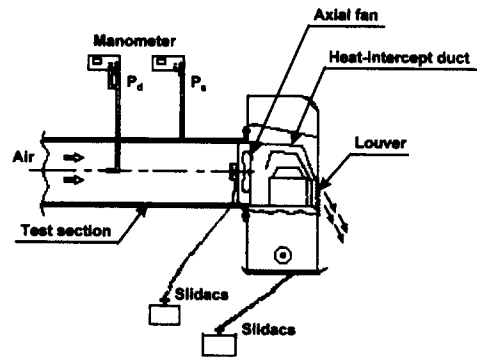


Fig. 4 Diagram for measuring flowrate of convection axial fan in kerosene fan heater.

한편, 풍동 시험부에 부착된 석유 팬 히터의 열교환 덕트 내부에는 대류용 축류 팬이 내장되어 있는 관계로, 실제 석유 팬 히터에서 연소실 주변에 미치는 유동 조건들과 동일하게 맞추어 주기 위해서 다음과 같은 교정 방법을 수행하였다. 풍동이 정지된 상태에서 대류용 축류 팬에 일정 입력 전원을 입력시켜 주면, 팬이 일정한 회전수를 유지하면서 회전하게 된다. 이때, 대류용 축류 팬의 상류측 풍동 시험부 내부에는 일정 풍속 및 풍량을 갖는 공기 흐름이 발생되며, 시험부 벽에 설치한 정압탭에서는 일정 크기의 음압(negative pressure)이 발생하지 된다. 결국 이 값은 석유 팬 히터를 풍동에 설치하였을 때, 풍동의 연결로 인해 발생하는 정압의 부하(load)가 되기 때문에, 실제 석유 팬 히터의 조건(대기압 상태에서 운전)과 동일하게 해주기 위해서는 이 음압을 0으로 만들어서 사용하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 풍동 시험부 벽에 걸리는 음압을 0으로 하기 위해서 풍동을 가동시켜 열교환 덕트내로 일정량의 공기를 불어 넣어 맞추었다. 이때 풍동 시험부에는 일정량의 균일한 공기 흐름이 존재하게 되어, 시험부 중앙에 설치된 피토판과 마이크로 마노미터에 의해 공기의 속도를 측정할 수가 있으며, 풍동 시험부의 단면적을 고려할 경우 대류용 축류 팬의 회전시 발생하는 공기의 풍량을 쉽게 산출할 수가 있다.

3.2.2 연소시 시스템 기본 특성치 측정 방법

Fig. 5는 실제 연소시 석유 팬 히터가 갖는 시스템의 기본 특성치인 각 발열량 별 연소용 터보 팬의 회전수 그리고 정유면기에 작용하는 공기압력(P_1)과 연소용 공기압력(P_2) 및 연료 소비량 등의

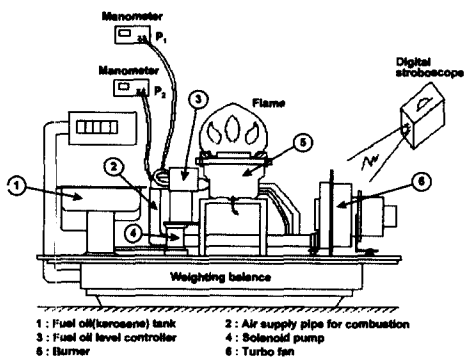


Fig. 5 Diagram for measuring heating value and revolution of turbo fan in kerosene fan heater.

측정을 보여주는 그림으로서 다음과 같은 방법으로 측정을 수행하였다. 먼저 연소용 터보 팬의 입력 전압에 따른 회전수를 측정하기 위해서 팬 케이싱(casing) 한쪽 측면을 가로 세로 각각 15[mm], 30[mm]가 되도록 절개한 후, 회전시 이곳을 통과하는 팬 임펠러(impeller)의 표면에 검정 색의 절연 테이프(tape)를 가로, 세로 각각 10[mm], 15[mm]로 절단하여 붙인 후, 스트로보스코프를 사용하였다. 또한 석유 팬 히터의 각 발열량 조건에 따른 설정된 연소용 터보 팬의 각 회전수에⁽⁹⁾ 상당하는 터보 팬 모터의 입력 전압을 측정하였고, 각각의 발열량 조건에 해당하는 연료 소비량은 각 조건마다 약 30분씩 최소 1[gr]에서 최대 60[kg]까지 측정 가능한 디지털(digital) 전자 저울로 계측하여 등유 발열량을 고려한 다음 환산하였으며, 버너 내로 유입되는 연료측 관에 걸리는 압력(P_1)과 연소용 공기 공급 관에 걸리는 압력(P_2)도 내경이 약 2[mm]인 관을 각각의 관에 수직으로 삽입한 후 마이크로 마노미터에 연결하여 동시에 측정하였다.

3.2.3 연소실 벽면 온도 측정 방법

각각의 발열량 조건에서 대류용 축류 팬의 송풍량이 변화될 때 작용하는 석유 팬 히터의 열교환 덕트 내 연소실 표면 온도의 영향을 살펴보기 위해서는 7단계의 각 발열량 변화에 따라 연소용 터보 팬을 구동 시켰으며, 각 단계에서 대류용 축류 팬의 회전수 변화는 입력 전압을 60[volt]에서 130[volt]까지 5[volt] 간격으로 하였다. 이때 각

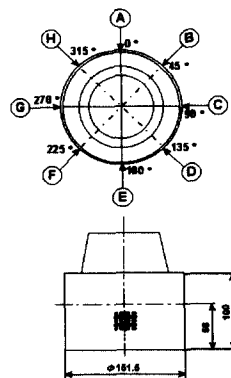


Fig. 6 Position of thermocouples for measuring surface temperature around a circular combustion chamber.

각의 조건에서 만족되는 온도 값의 선택은 일정한 온도 값으로 평형이 되었을 경우에만 행하였다.

한편, Fig. 6은 연소실 표면의 온도 분포를 측정하기 위한 열전대("K"형) 부착 위치를 나타내는 그림으로서, 온도 측정 위치는 연소실 높이 $H=58[\text{mm}]$ 에서 원주 둘레로 45° 씩 8군데로 선택하였다. 특히 연소실 표면에 열전대를 부착시킨 방법은 일종의 스폿트(spot) 용접 방식으로 다음과 같이 하여 사용하였다. 즉, 슬라이다스를 통해 약 $15[\text{volt}]$ 의 교류 전원을 통전 시키는데, 연소실 표면에 한쪽 전원 단자를 연결시키고, 다른 한쪽의 전원 단자는 끝을 뺏쪽하게 한 다음, 이 뺏쪽한 끝으로 연소실 표면에 부착시키고자 하는 위치에 열전대를 살며시 눌렀다 순간적으로 떼면, 연소실 표면에 순간적인 전류가 흘러 불꽃이 튀면서 열전대는 연소실 표면에 용착 된다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 대류용 축류 팬의 성능 특성

Fig. 7은 동일 석유 팬 히터에서 연소시와 비연소시에 대류용 축류 팬의 입력 전압에 따른 회전수의 변화를 나타낸 것으로서, 입력 전압의 증가에 따라 회전수는 모두 비선형적인 양상으로 증가하고 있다. 특히, 연소시의 대류용 축류 팬의 회전수가 같은 입력 전압하에서 비연소시의 경우보다 더 적게 나타나는데, 이 현상은 연소시 열교환 덕트 내에서 존재하는 높은 온도에 의한 열저항(thermal resistance)이 작용되기 때문인 것으로 생각된다.

한편 Fig. 8은 7단계의 발열량 변화에 따른 연소시 대류용 축류 팬의 입력 전압에 대한 풍량을 나타낸 것으로서, 발열량이 증대할 수록 열교환 덕트 내에는 더 높은 온도의 열저항 존재로 인해 같은 입력 전압에 대해서도 풍량의 값이 비교적 일정한 크기로 감소되며, 각 발열량 조건에서 대류용 축류 팬의 입력 전압의 증가에 따라 풍량이 비선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

4.2 연소시 시스템 기본 특성

Fig. 9는 석유 팬 히터의 정상 연소 조건에서 만족되는 연소용 터보 팬의 회전수 변화에 따른 정유면기에 작용하는 압력(P_1)과 연소용 공기 공급 압력(P_2) 그리고 압력비 P_2/P_1 의 관계를 나타낸 그림이다. Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 압력 P_1 과

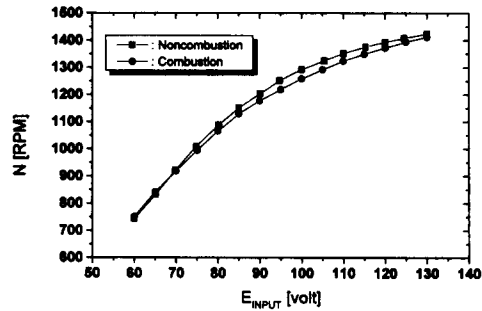


Fig. 7 Distributions of axial fan revolution of kerosene fan heater.

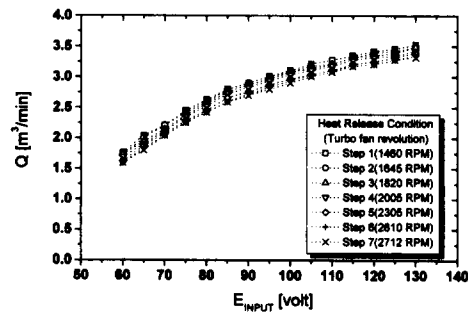


Fig. 8 Distribution of air flowrate of axial fan required for convection during combustion of kerosene fan heater.

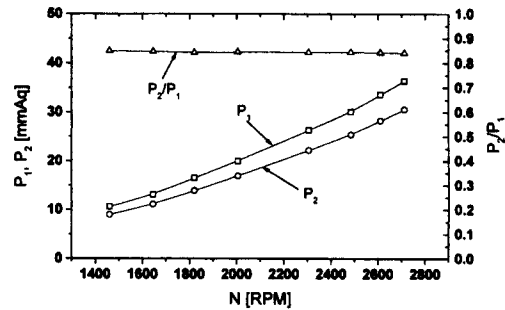


Fig. 9 Distributions of pressure P_1 , P_2 and their pressure ratio during combustion of kerosene fan heater.

P_2 는 석유 팬 히터의 실제 연소 시에 각 발열량 조건들에 해당하는 연소용 터보 팬의 회전수 변화에 대해 얻어진 것으로서, 회전수 증가에 따라 증가하는 양상을 보이고 있으나, P_2/P_1 은 비교적 일정한 크기를 유지하고 있으며, 평균적으로 약 0.844 값을 나타내고 있다. 이 압력 비는 Fig. 2에서와 같이 터보 팬에 연결되어 있는 연소용 공기 공급 관

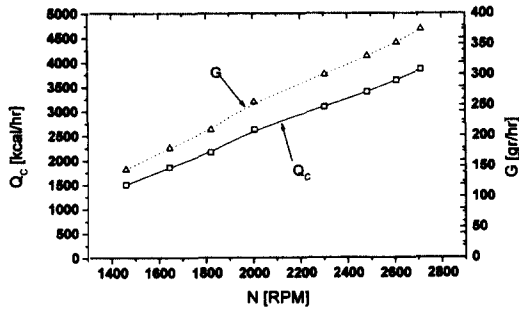


Fig. 10 Distributions of oil consumption weight and heating performance of kerosene fan heater.

에 설치된 댐퍼(damper)의 설정 위치에 따라 결정되는데, 결국 이 압력 비는 연료 소비량과 발열량에 영향을 미치게 된다.

Fig. 10은 석유 팬 히터의 각 발열량 조건에 대응되는 터보 팬의 회전수에 따라 얻어진 연료 소비량과 난방 능력을 나타낸 것으로, 이들은 모두 터보 팬 회전수 증가에 따라 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 또 본 연구에 사용된 석유 팬 히터의 최소 난방 능력과 최대 난방 능력은 각각 약 1,494[kcal/hr], 3,852[kcal/hr]임을 알 수 있다. 여기에서 사용된 석유 연소 기기의 능력 계산에서는 일반적으로 연료의 저발열량을 사용함으로, 등유의 저발열량인 8,240[kcal/ℓ]을 사용하였으며, 등유의 비중은 0.78~0.82중에서 편의상 0.8로 사용하였다.⁽⁸⁾ 따라서 단위 시간당 유효 발열량인 석유 팬 히터의 난방 능력은 산출 공식 <난방능력 [kcal/hr]=연료소비량[kg/hr]×등유발열량[kcal/kg]×연소효율>로 부터 연소 효율을 100[%]로 가정하고, 식 (1)로 계산하였다.

$$Q_c = G[\text{gr/hr}] * 8.24 / 0.8[\text{kcal/gr}] * 1 = 10.3 * G[\text{kcal/hr}] \quad (1)$$

4.3 열교환 덕트 표면 온도 분포 특성

Fig. 11은 열교환 덕트 표면의 온도를 6점의 위치에서 측정된 것으로서, 이것은 대류용 축류 팬에 의한 풍량의 변화에 대해 열교환 덕트 표면에서 얻어질 최대 허용 온도를 살펴 보기 위해서 최대 난방 능력하에서 얻어진 것이다. 최소 풍량에서 최대의 표면 온도를 보이다가 모든 측정 위치에서 온도는 풍량 증가에 따라 점차 냉각되어 최대 풍량에서 최소 온도를 보이고 있다. 여기서, 온도 상승에 대

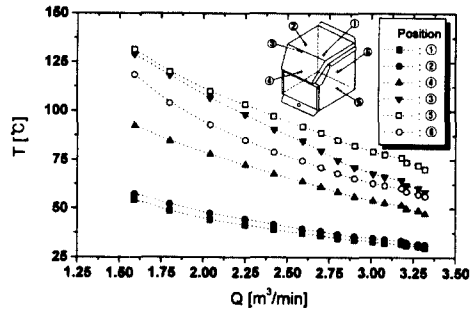


Fig. 11 Distributions of temperature on the surface of heat-intercept duct.

한 안전 장치를 설계 시에는 최소 풍량에 대한 각 측정 위치에서의 최대 상승 허용 온도를 고려하여야 한다. 한편, 최소 풍량에 해당하는 축류 팬의 입력 전압과 회전수는 Fig. 7과 Fig. 8로부터 각각 60[volt], 750[RPM]임을 알 수 있다. 따라서 입력 전압 변동에 의한 최소 풍량이 얻어질 확률은 실제 석유 팬 히터가 사용되는 환경에서의 전압 편차를 고려할 때 매우 적지만, 실내에서의 사용 조건에 따라 대류용 축류 팬의 흡입구를 막아 얻어질 가능성은 매우 많다고 볼 수 있다. 이에 따라 실제로 석유 팬 히터에서는 열교환 덕트 표면의 위치 ①번에 70[°C]의 온도 센서⁽⁹⁾를 부착하여 온도 상승에 따른 제반 문제점들을 예방하고 있다. 이것으로 볼 때, Fig. 11에서의 최소 풍량 1.59[m³/min]에서 얻어진 위치 ①번의 온도는 약 55[°C]로 나타나, 실제 안전 장치를 설계시 반영하는 조건은 본 연구에서의 최소 풍량보다 더 악조건을 고려하고 있음을 알 수 있다.

한편, 열교환 덕트 표면에서 얻어진 온도 크기는 위치①<②<④<⑥<③<⑤ 순으로 나타나고 있다. 특히, 열교환 덕트 상부 표면에서의 온도 분포는 비교적 낮게 나타나고 있으며, 좌측면에서는 위치④보다 위치③에서, 그리고 우측면에서는 위치⑥보다는 위치⑤에서 온도가 더 높게 나타나고 있다. 이 같은 현상은 열교환 덕트에서 형성되는 기류의 특성을 나타내는 Fig. 12에서 잘 살펴 볼 수 있다. 상류의 대류용 축류 팬의 회전에 의해서 유입된 회전 상태의 공기 흐름은 덕트내 유동 분리판(flow splitter)을 거치면서 A와 B부분으로 분리된다. 이때 B부분으로 통과되는 공기 흐름은 연소실 주변을 거치면서 연소실 표면의 열을 강제 열전달에 의해 출구로 방출시키며, A부분을 통과하는 기류는

B부분의 일을 더 열전달 시키는 효과로 열교환 덕트 상부 표면에서의 온도 분포가 가장 낮게 나타나게 된다. 또한 열교환 덕트 좌측면에서는 상부 위치가 연소실 출구 쪽에 더 가깝기 때문에, 위치③에서의 온도가 더 높게 나타나는 것이며, 열교환 덕트 우측면에서는 하부 표면쪽에 2차 연소용 공기 공급 구멍이 있어, 연소실 내부 화염의 복사열이 더 작용되기 때문에, 하부 위치⑤에서의 온도가 더 높게 나타나게 된다.

한편, 열교환 덕트 좌, 우측면 상부 위치에서 온도 크기를 비교해 볼 때, 위치③의 온도가 위치⑥보다 더 높은 현상은 연소실과 대류용 축류 팬과의 배치 관계를 나타내는 Fig. 13에서 보는 바와 같

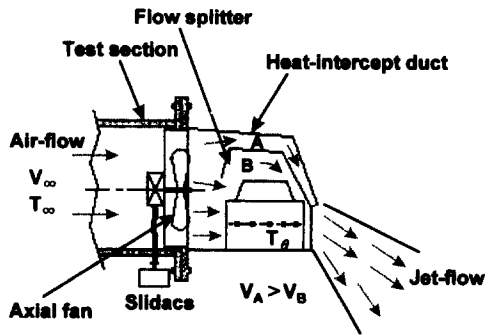


Fig. 12 Configuration of heat-intercept duct.

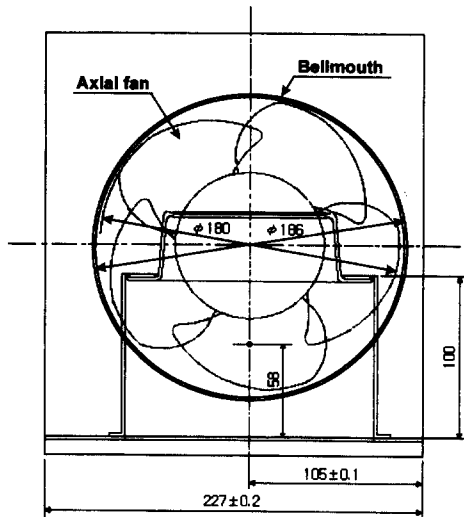


Fig. 13 Arrangement between axial fan and circular combustion chamber at the front panel of kerosene fan heater.

이, 열교환 덕트 내의 연소실이 우측으로 편심되어 있어, 좌측은 유로 통로가 넓지만, 우측은 좁은 관계로 인해 열전달 차이가 발생하기 때문이다. 이 같이 실제를 고려한 것은 Fig. 1에서와 같이 좌측에 위치한 연료 탱크 내의 연료에 미치는 온도 영향을 최소화시켜, 온도 상승 시 연료의 변질 및 연료의 비중이 낮아짐으로 인해 발생할 수 있는 연료 소비량 및 각종 연소 조건의 불안정성을 최소화시키기 위한 것으로 사료된다.

4.4 연소실 주변 열전달 계수 특성

Fig. 14는 석유 팬 히터의 각 연소 조건별 7단계의 발열량에서 송풍량의 변화에 따라 측정된 열교환 덕트내 연소실 표면 온도를 식 (2)에 의해 국소 열전달 계수로 나타낸 그림이다.

$$H_c = \frac{Q_c}{S \cdot (T_\theta - T_\infty)} \quad (2)$$

본 결과들로 부터 알 수 있는 현상은 축류 팬에 의한 대류용 풍량이 연소실 표면에 직접 맞닿는 $315^\circ < \theta < 45^\circ$ 부근에서 직접적인 냉각 효과가 크기 때문에, 각 발열량 변화 조건에 관계없이 모두 열전달 계수 크기는 다른 위치에서의 경우보다 상당히 크게 분포되어 있으나, 상대적으로 석유 팬 히터 토출구 측에 위치한 연소실 후면에 해당하는 $90^\circ < \theta < 270^\circ$ 부근에서는 열전달 효과가 연소실 전면보다 떨어져 국소 열전달 계수 크기의 분포가 작게 형성되어 있다는 것이다. 특히, $\theta = 90^\circ$ 부근에서 국소 열전달 계수는 대류용 축류 팬의 풍량 증가에도 불구하고, 다른 위치에서 보다는 비교적 비슷한 크기로 작은 크기를 나타내고 있다. 이 같은 현상은 $\theta = 90^\circ$ 위치 부근에 2차 연소용에 필요한 공기 공급 구멍이 뚫려 있는 관계로, 연소실 내의 화염으로 인한 복사(radiation)열이 존재하기 때문에 다른 곳 보다는 열전달 효과가 떨어지는 것으로 생각된다. 한편, 연소실 후면 부근에서 후류(wake)의 존재로 열전달 효과가 현저히 떨어져, 국소 열전달 계수가 매우 작게 얻어지지 않는 현상은 열교환 덕트 출구 형상이 경사지게 수축된 결과로, 기류가 경사진 덕트 부근을 빠져 나오면서 가속되기 때문에, 연소실 후면에서 형성되는 온도 정체 영역인 후류 영역을 제거시켜, 열전달을 잘 촉진시키는 결과로 해석된다.

Fig. 15는 Fig. 14에서의 각 발열량 조건마다 국

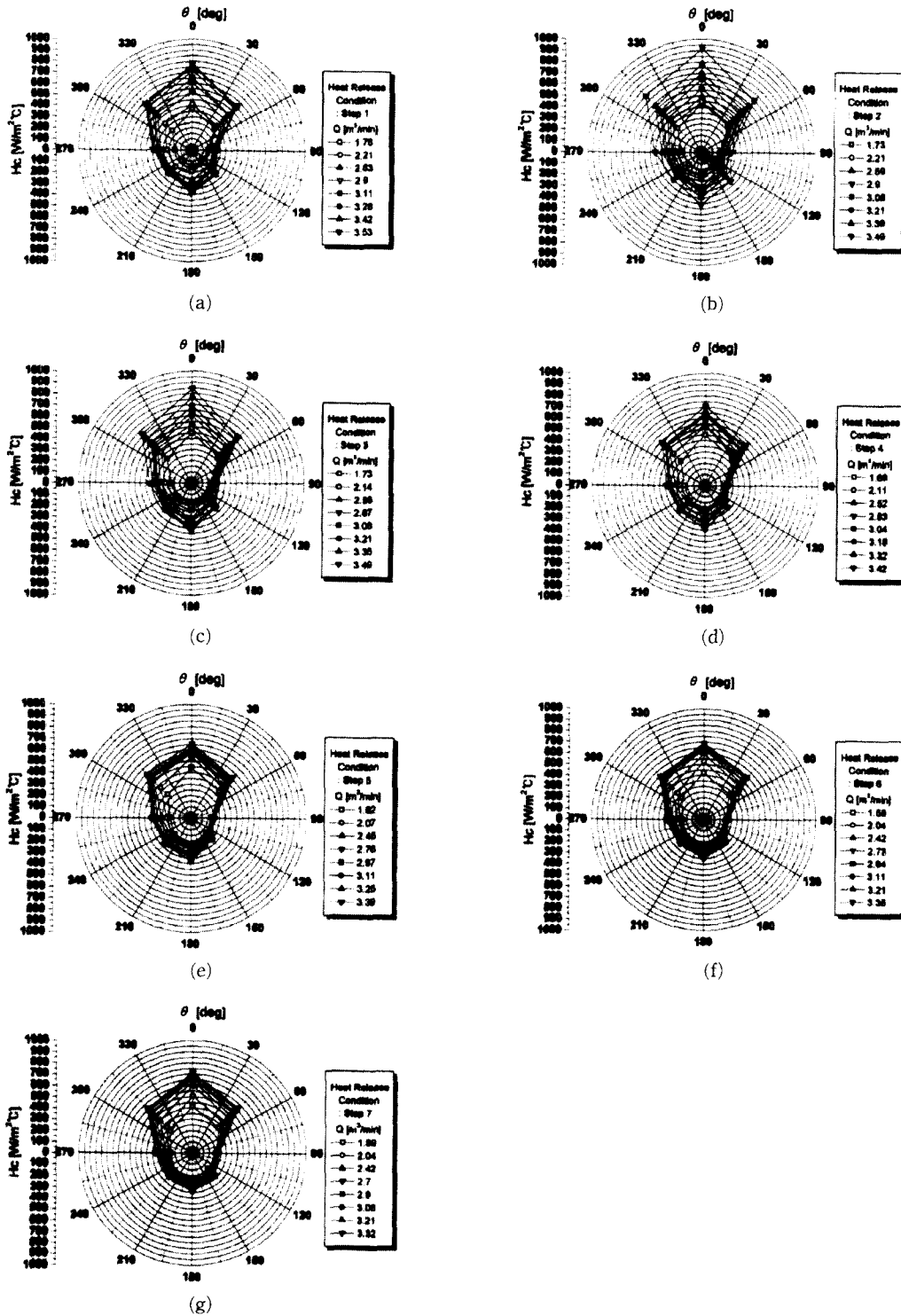


Fig. 14 Contours of local heat transfer coefficient around a circular combustion chamber within heat-intercept duct.

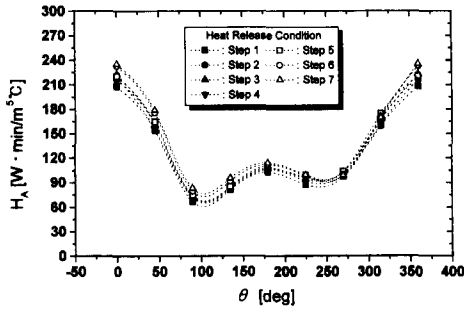


Fig. 15 Distributions of average local heat transfer coefficient per unit flowrate around a circular combustion chamber within heat-intercept duct.

소 열전달 계수의 크기가 각기 다른 풍량에 따라 얻어진 결과로 인해, 각 조건마다 절대적인 국소 열전달 크기들을 정확히 비교하기가 어려워, 식 (3)을 이용하여 단위 풍량 대비 국소 열전달 크기들로 산술 평균하여 나타낸 그림이다.

$$H_A = \frac{\sum_{i=1}^n (H_c/Q)_i}{\sum_{i=1}^n i} = \frac{\sum_{i=1}^n (H_c/Q)_i}{n} \quad (3)$$

Fig. 15에서 보는 바와 같이 산술 평균된 단위 풍량 대비 국소 열전달 크기들은 연소실 각 측정 위치에 관계없이 발열량 증가에 따라 공히 증가함을 알 수 있다. 또 축류 팬에 의한 대류용 풍량이 연소실 표면에 직접 맞닿는 $\theta=0^\circ$ 부근에서 최대치를 보인 다음, 각도의 증가에 따라 크게 감소하다가 $\theta=90^\circ$ 에서 최소치를 보이고, $\theta=180^\circ$ 근처까지는 약간 증가하다가, $\theta=180^\circ$ 이후에서 약 $\theta=250^\circ$ 까지 다시 감소한 다음, 그 이후부터는 큰 폭으로 증가함을 알 수 있다.

Fig. 16은 각 발열량 조건에 따라 연소실 주변에서 얻어진 Fig. 14의 국소 열전달 계수를 식 (4)에 의하여 평균 열전달 계수로 다시 나타낸 그림이다.

$$H_m = \frac{\int_0^{2\pi} H_c \cdot R \cdot d\theta}{\int_0^{2\pi} R \cdot d\theta} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} H_c \cdot d\theta \quad (4)$$

Fig. 16에서 보는 바와 같이 각 발열량 조건에 관계없이 풍량 증가에 따라 평균 열전달 계수 분포는 점차 증가함을 알 수 있다. 또 발열량 1단계에서 4단계까지는 발열량 증가에 따라 증가하는 양상을 보여주며, 특히 풍량 약 $3[\text{m}^3/\text{min}]$ 미만에서는

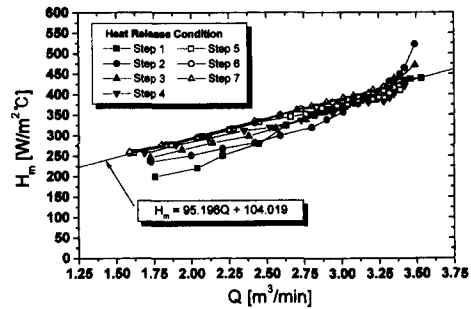


Fig. 16 Distributions of mean heat transfer coefficient around a circular combustion chamber within heat-intercept duct

비교적 산만하게 분포되어 있으며, 풍량 약 $3.25[\text{m}^3/\text{min}]$ 이후에서는 저 발열량 조건인 1단계, 2단계의 평균 열전달 계수가 더 크게 분포되어 나타나고 있다. 한편, 발열량 5단계부터 7단계에서는 발열량 증가에 관계없이 비교적 유사한 크기의 분포를 보여주며, 풍량 증가에 따라 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

석유 팬 히터에서 적용되고 있는 열교환 덕트 표면 및 열교환 덕트내 연소실 표면의 온도 분포를 측정 분석한 결과, 다음과 같이 요약 정리할 수 있었다.

(1) 연소실 대류용 축류 팬의 회전수는 열교환 덕트 내에 존재하는 열 저항 때문에, 같은 입력 전압에서도 비연소시 경우보다 더 적게 나타나며, 발열량이 증가할수록 열교환 덕트 내에는 더 높은 온도가 존재하므로, 풍량의 값이 비교적 일정한 크기로 감소됨을 알 수 있다.

(2) 정유면기에 작용하는 압력(P_1)과 연소용 공기 공급 압력(P_2)의 P_2/P_1 은 발열량 증가에 따라 평균적으로 약 0.844 값의 일정한 크기를 유지하고 있으며, 난방 능력 범위는 $1,494 \sim 3,852[\text{kcal/hr}]$ 임을 알 수 있다.

(3) 연소실 주변의 국소 열전달 계수 크기는 $315^\circ < \theta < 45^\circ$ 부근에서 축류 팬에 의한 직접적인 냉각 효과가 크기 때문에, 각 발열량 변화 조건에 관계없이 상당히 크게 분포되어 있으나, 토출구 측에 위치한 연소실 후면에 해당하는 $90^\circ < \theta < 270^\circ$ 부근에서는 열전달 효과가 연소실 전면보다 떨어져

작게 분포되어 있음을 알 수 있다.

(4) 연소실 주변의 평균 열전달 계수 분포는 풍량 증가에 따라 점차 증가하며, 각 발열량 증가에 따라 비교적 산만하게 분포되어, 고 발열량에서는 풍량 증가에 따라 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

이 밖에도 열교환 덕트내 연소실 표면에서 국부적인 과열 방지를 위해서는 버너 헤드를 빠져 나온 화염이 연소실 내벽에 직접 접촉되지 않도록 화염 링(flame ring)의 각도, 높이, 그리고 두께 등이 고려되어야 하며, 화염내의 전류를 감지하는 염검 지봉(flame rod)의 위치 및 점화플러그의 위치 등도 적절히 고려되어야 한다. 또한 적정한 풍속 내에서 열교환 덕트의 출구 면적 크기와 덕트 출구의 꺾임부의 각도 변경 등에 따른 열 영향 검토가 고려되어야 한다.

참고문헌

- (1) 梶本照男, 松井安次, 1988, “燃焼技術とその應用,” 三菱電機技報, Vol. 62, No. 4, pp. 46~51.
- (2) 佐藤 稔, 梶本照男, 田村眞史, 黒田太郎, 月澤 聰, 1996, “石油ガス化 ファンヒーターの臭氣低減,” 三菱電機技報, Vol. 70, No. 6, pp. 88~92.
- (3) 原 正規, 關口孝志, 菅原作雄, 藤田喜助, 1990, “石油ファンヒーターの快適制御,” 三菱電機技報, Vol. 64, No. 4, pp. 8~11.
- (4) 大西茂樹, 菅原作雄, 1991, “石油ファンヒーターの暖感コントロール,” 三菱電機技報, Vol. 65, No. 8, pp. 36~40.
- (5) 福野克哉, 塚原英行, 1991, “石油ファンヒーターの低騒音化,” 三菱電機技報, Vol. 65, No. 4, pp. 49~53.
- (6) 任田保滿, 福野克哉, 塚原英行, 山口博志, 1991, “石油ファンヒーターKD-336DS,” 三菱電機技報, Vol. 65, No. 8, pp. 30~35.
- (7) 梶本照男, 小關秀規, 佐藤 稔, 矢嶋大三, 小木曾明男, 1991, “家庭用燃焼器の低NOx化,” 三菱電機技報, Vol. 65, No. 11, pp. 97~101.
- (8) 石油燃焼機器一財團法人 日本石油燃焼機器保守協會.
- (9) LG 전자 서비스 기술교본—석유 FAN HEATER(HFN-451SN).