

분리형 히트파이프의 저발열량 연료가스 예열시스템에 대한 적용연구

박홍수* · 유갑중** · 이진호*** · 이용국*
(1998년 6월 8일 접수)

Application of a Large Scale Heat Pipe System to Preheating the Fuel Gas of Low Heating Value

Heung Soo Park, Kap Jong Riu, Jin Ho Lee and Yong Kuk Lee

Key Words: Separate Heat Pipe(분리형히트파이프), Heat Exchanger(열교환기), Fuel Gas(연료가스), Waste Heat Recovery(폐열회수), Boiler(보일러), BFG(고로가스)

Abstract

A separate heat pipe system capacity of 3,700kW has been developed and applied to preheating the blast furnace gas for recovery of the waste heat from boiler. The system is designed to preheat the blast furnace gas up to 126°C by using the boiler exhaust gas of which temperature is 180°C ~ 220°C. The arrangement of the fin tubes as well as the shape of the fin has been carefully determined to minimize the fouling problems. The heat pipe system was found to be stable in circulation of the working fluid and the range of the temperature variation of the preheated blast furnace gas was within 10°C. It was proved through a long-term test that the selected tube arrangement and the shape of the fins are proper to prevent the fouling problems and that the pay-back period of the system is within one year.

기호설명

- A : 면적, (m^2)
- C_p : 정압비열, ($kJ/kg^\circ C$)
- C_v : 정적비열, ($kJ/kg^\circ C$)
- d : 전열관 직경, (m)
- G : 연료단위량당 연소가스생성량,
(Nm^3/Nm^3)
- H : 저위발열량, (kJ/Nm^3), 수두차, (mmH_2O)
- h : 대류열전달계수, ($W/m^2^\circ C$)
- k : C_p/C_v
- L : 잠열, (kJ/kg)

하첨자

- b : 노출된 튜브(bare tube)
- BFG : 고로가스
- i : 안쪽
- in : 입력
- c : 용촉기
- e : 증발기
- f : 핀
- $flue$: flue 가스
- o : 바깥쪽
- u : 핀이 없는 경우(unfinned)
- v : 증기

* (재)포항산업과학 연구원

** 회원, 경북대학교 기계공학부

*** 육군제3사관학교 기계공학과

그리스문자

- η : 열효율, (%)

- Ω : 회효율, (%)
 ρ : 밀도, (kg/Nm³)
 λ : 열전도도, (W/m²·°C)

1. 서론

화석연료를 사용하는 연소로에 있어서 연도 폐가스가 차지하는 현열의 양은 투입열량의 30% 수준에 달하며, 이외 회수와 재이용은 연소로의 에너지 사용량 저감을 위한 가장 중요한 수단이라고 있다. 오늘날 대부분의 공업로에 있어서는 연도 폐가스현열을 이용하여 연소용 공기를 예열하는 폐열회수 방식을 채택하고 있지만, 폐가스에 의하여 배출되는 열량이 투입에너지의 15%~25%를 상회하고 있으며 그 온도가 200°C~400°C에 달하고 있어 보다 철저한 폐열의 회수가 요구되고 있다. 연소용 공기의 예열을 통한 연도폐열의 회수 방식은 회수에너지를 열에너지의 형태로 자공정에 재이용 한다는 측면에서 가장 효율적인 방법으로 인식이 되고 있지만, 전열관의 재질과 운전상의 문제로 인하여 회수온도의 증대에는 한계가 있으며 이러한 이유로 해서 전술한 바와 같이 연도가스의 온도는 200°C~400°C에 달하고 있다.⁽¹⁾

연소로 폐열의 보다 철저한 회수를 위해서는 이러한 2차 폐열을 효과적으로 회수하여 재이용할 수 있는 사용처의 개발이 필요하며 이러한 관점에서 연도폐열을 이용하여 연료가스를 예열하는 방법은 연소로의 폐열회수를 극대화 할 수 있는 가장 효율적인 방안으로 제시되고 있다. 특히 체적이 큰 저 발열량 연료가스의 경우에는 현열의 회수량을 크게 할 수 있어 경제성이 있는 중저온 연도 폐열회수 장치의 실현가능성을 높여줄 것으로 기대되어 진다.

한편 히트파이프(Heat pipe)는 저온도차에서도 고효율의 열전달이 가능하며 열의 이동에 있어서 상변화를 수반하기 때문에 전열관의 온도를 균일하게 할 수 있는 특징을 지니고 있어, 폐열의 중저온화에 따른 열교환기의 장대화화 그에 따른 경제성의 저하문제를 포함하여 분진 등을 함유하는 저급폐열원에 대응할 수 있는 가장 적합한 열교환 방식으로 생각된다. 특히 분리형 히트파이프(Separate heat pipe)는 모세관 한계 등과 같은

윌(wick)의 존재에 의하여 발생하는 열수송한계 현상이 없기 때문에 대용량의 열교환 시스템 구성이 가능하며 구조가 단순하여 연소로 배열회수에 적합한 것으로 판단된다.⁽²⁾

본 연구에서는 대표적인 저발열량 가스인 고로가스에 대하여 분리형 히트파이프를 적용한 최대 전열량 3,700kW 규모의 예열시스템을 개발하고 입관재철소에서 가동중인 발전용 보일러에 대한 실적용 운전율 통하여 경제성 평가와 더불어 작동 및 운전특성에 관한 종합적인 평가를 행하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 고로가스의 특성

고로가스(BFG, Blast Furnace Gas)는 철광석의 환원 반응과정에서 생성되는 부생가스로서 N₂가 주성분이며 가연성분인 CO가 20% 정도 함유되어 있다. 다음의 Table 1은 이러한 고로가스의 주요 물리적 특성치를 나타내고 있다. 고로가스는 발열량이 750kcal/Nm³ 수준으로서 저발열량 연료가스에 해당되고, 처리과정에서 수분이 포화상태로 존재하게 되며 분진을 포함하고 있기 때문에 연소장치 또는 수송과정에서 오염문제의 발생에 대한 주의가 필요하다.

고로가스는 불연성분인 N₂가 50% 이상을 차지하기 때문에 이온연소에 필요한 공기량은 연료체적의 60% 수준에 불과하며 따라서 비교적 낮은 예열온도로서 많은 열량의 회수가 가능하다는 특

Table 1 Properties of the blast furnace gas.

Composition (vol. %)	CO: 20%, CO ₂ : 20.7%, H ₂ : 3.3%, N ₂ : 54.1%, Others: 2%
Density	1.35~1.38 kg/Nm ³
Low heating value	750 kcal/Nm ³
Combustion air amount	0.6 Nm ³ /Nm ³ fuel
Exhaust gas amount	1.5 Nm ³ /Nm ³ fuel
Dust content	10 mg/Nm ³
Water content	saturated

정이 있다. 연도폐열을 이용하여 고로가스를 예열연소할 경우 고로가스의 현열 상승분에 해당되는 연료를 절감할 수 있게 되며, 연소소에 대한 열수지물 세움으로서 정량적인 연료절감 효과 파악이 가능하다. 외기온도를 20℃로 하였을 경우에 있어서 고로가스를 예열하지 않은 경우를 기준으로 하고, 고로가스를 T℃로 예열하였을 때의 연료저감률(R_{BFG,T})과 이를 근거로 한 연소소의 열효율 증가율(R_{eff})을 식 (1)과 식 (2)에 나타내었다. 식 (1)의 X_{BFG,20}은 고로가스가 상온인 20℃로 보일러에 투입될 때의 고로가스 유량을 뜻하며 X_{BFG,T}는 T℃로 예열되었을 경우의 고로가스 유량을 의미한다. 또한 G_{BFG}는 고로가스 단위량이 연소될 때 생성되는 연소가스의 양을 의미하며 C_{p,FLUE}는 연도가스의 비열을 나타낸다. 연도가스는 연도에서의 연소가스를 의미하며 고로가스를 비롯한 각종 연료의 연소가스가 혼합되어 있는 것으로 볼 수 있다. 식 (1)의 T_{BFG}는 고로가스의 예열온도를, T_{FLUE}는 보일러 출구 연도가스의 온도를 나타내며 G_{BFG} · C_{p,FLUE} · (T_{FLUE} - 20)항은 고로가스 연소에 의하여 생성된 연소가스가 지니는 현열에 해당된다. 식 (2)는 보일러의 열효율을 투입연료의 연소열에 대한 발생 주증기보유열의 비율로 정의하였을 때의 고로가스 예열에 따른 연료투입량의 감소로 얻어지는 열효율의 증가율을 나타내고 있다. 식 (2)에서 Q_{in,20}은 고로가스가 상온으로 보일러에 투입되는 경우의 연료 연소에 의한 투입열량을 의미한다. 식 (1)과 식 (2)는 보일러에 대한 열수지식(입열=출열)으로부터 유도되며 그 유도과정은 생략하였다. 식 (1)과 식 (2)에서는 보일러의 증기발생량은 동일한 것으로 보았으며, 연료가스의 발열량이 적을수록 예열에 따른 효과가 커짐을 알 수 있다.

$$R_{BFG,T} = \frac{X_{BFG,20} - X_{BFG,T}}{X_{BFG,20}} = C_{p,BFG,T} \cdot (T_{BFG} - 20) / (H_{BFG} - G_{BFG} \cdot C_{p,FLUE} \cdot (T_{BFG} - 20) + C_{p,FLUE} \cdot (T_{BFG} - 20)) \quad (1)$$

$$R_{eff} = \frac{\eta_{BFG,T} - \eta_{BFG,20}}{\eta_{BFG,20}}$$

$$= H_{BFG} \cdot (R_{BFG,T} / (1 - R_{BFG,T})) \cdot X_{BFG,T} / (Q_{in,20} - H_{BFG} \cdot (R_{BFG,T} / (1 - R_{BFG,T})) \cdot X_{BFG,T}) \quad (2)$$

2.2 분리형 히트파이프의 작동 및 전열특성

2.2.1 작동특성

분리형 히트파이프는 증발부와 응축부를 분리하고 이들 사이를 증기관 및 응축액관으로 연결하여 작동유체의 순환이 이루어지도록 한 서모사이펀의 한 형태이다. 분리형 히트파이프에서는 작동유체의 순환이 중력에 의하여 이루어지기 때문에 작동유체의 귀환을 위한 워킹 유체는 필요치 않다.

Fig. 1은 분리형 히트파이프 시스템의 기본적인 구성을 보여주는 것으로서 작동유체의 자연순환을 위하여 증발부는 응축부보다 하부에 위치하여야 하며 작동유체의 순환력은 시스템 내부의 수두차 H에 의하고 이는 순환계통에서의 압력손실량과 같다. 응축액이 응축관의 내벽면을 적시지 않기 위해서는 응축기의 하부 헤드가 수두차 H보다는 상부에 위치하여야 한다.

분리형 히트파이프는 모세관 한계 또는 점성한계 등과 같은 워킹 유체의 존재에 의하여 발생되는 열유속 또는 작동상의 한계현상은 없으며 응축관 내부에서 응축액과 증기의 유동이 같은 방향으로 이루어지기 때문에(Co-current flow) 응축열전달 계수가 증대되어지는 특징을 지니고 있다. 분리형 히트파이프에서 보여지는 열유속 한계는 작동유체의 증기속도에 의한 음속한계이며 다음과 같이 작동유체의 물리적 특성치와 전열판 직경의

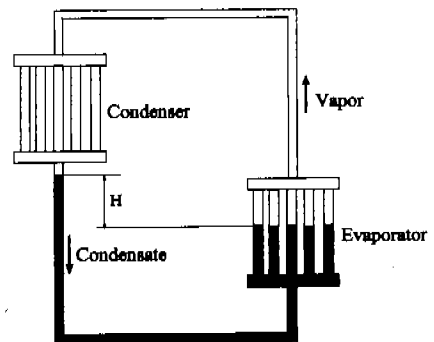


Fig. 1 Schematic diagram of the separate heat pipe system.

함수로 표현된다.⁽³⁾ 증발관내의 허용 최대증기속도를 마하 0.2 로 하였을 때 최대 열유속은 다음과 같이 나타내어진다.

$$Q_{c, \max} = \frac{\pi d_i^2 \rho_v L_v \sqrt{k_v R_v T_v}}{20} \quad (3)$$

분리형 히트파이프에서는 밀폐된 시스템내의 2상(two-phase) 유동에서 보여지는 동적 및 정적인 유동의 불안정 현상이 나타나게 되며 이러한 유동의 불안정은 내부 작동유체의 충전량과 열유속 조건에 따라 다르게 발생된다. 특히 작동유체의 충전량이 적절하지 못하면 geysering 등과 같은 여러가지 형태의 유동 불안정 현상이 나타나게 되지만 증발기 용적을 기준으로 하여 45%~55% 수준의 충전량을 유지할 때 안정적인 작동상태를 나타내는 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁻⁶⁾

2.2.2 전열특성

분리형 히트파이프 내에서의 전열은, 증발기 내벽면에서의 대류 또는 비동열전달과 응축기 내벽면에서의 응축열전달을 통하여 이루어진다. 히트파이프 내의 열저항은,

$$\begin{aligned} \text{Total resistance} &= \frac{\text{Evaporator tube inside resistance}}{\quad} + \frac{\text{Loop resistance}}{\quad} \\ &+ \frac{\text{Condenser tube inside resistance}}{\quad} \end{aligned}$$

와 같이 되며 이러한 열저항의 개념을 도입하여 히트파이프를 통하여 전달되어 지는 열량을 나타내면 다음과 같다.

$$Q = U_{LOOP} \cdot A_{e,i} (T_{e,i} - T_{c,i}) \quad (4)$$

식 (4)의 U_{LOOP} 는 증발기 내면적을 기준으로 한 히트파이프 자체의 열관류계수를 뜻하는 것으로 Loop conductance라고 일컬어지며 다음의 식으로 나타내어 진다.

$$\frac{1}{U_{LOOP} \cdot A_{e,i}} = \left(\frac{1}{h_{e,i} A_{e,i}} + R_{LOOP} + \frac{1}{h_{c,i} A_{c,i}} \right) \quad (5)$$

식 (5)의 U_{LOOP} 를 앞으로서 분리형 히트파이프 시스템의 전열설계가 가능해지게 된다. U_{LOOP} 는 일반적으로 실험적인 방법에 의하여 구해지며 히트파이프 내부의 증기압의 증대에 따라 증가되는 것으로 알려져 있다. 프레온 계열의 유체를 작동유체로 하는 분리형 히트파이프 시스템에서의 U_{LOOP} 는 온도조건과 기하학적 조건에 따라 $800\text{W/m}^2\text{C} \sim 1,400\text{W/m}^2\text{C}$ 범위에 드는 것으로 측정된 바 있다.^(7,8) 본 적용연구에서는 히트파이프 시스템의 설계를 위하여 증발관과 응축관의 길이가 각각 4m 및 3m 이며 외경이 27.2mm인 별도의 히트파이프 시스템으로 부터 측정되어진 U_{LOOP} 의 측정치를 이용하였다. 작동유체는 물로 하였으며 내부 포화증기 온도 $70\text{C} \sim 150\text{C}$ 의 실험범위에서 U_{LOOP} 의 값은 $500\text{W/m}^2\text{C} \sim 2,500\text{W/m}^2\text{C}$ 의 범위에 걸쳐 변화되는 것으로 나타났다. U_{LOOP} 는 내부 작동유체의 온도 증가에 따라 직선적으로 증가되는 경향을 보였으며 본 연구에서는 작동유체온도가 110C 부근일 때의 U_{LOOP} 값으로서 $1,500\text{W/m}^2\text{C}$ 를 설계 기준치로 선택 하였다.⁽⁹⁾

3. 시스템 설계 및 구성

3.1 설계조건

전열계산에 앞서 다음과 같은 설계기준을 정해 놓고 열설계를 행하였다. 이러한 설계 기준들은 히트파이프 시스템의 안정적인 운용과 장기적인 성능확보를 위하여 필요한 설계상의 제약 조건이 된다. 본 연구에서는 증기발생량이 125ton/hr 이며 발전량이 30,000kW인 발전보일러를 대상으로 하였으며 히트파이프의 증발기는 연도중간에 설치되고 응축기는 고로가스 공급관로에 설치되어 진다.

3.1.1 허용압력 손실량

가동중인 설비에 본 시스템을 적용하기 위해서는 증발기와 응축기에서의 압력손실량이 설비의 허용범위내에 들어야 하며 이를 초과하게 되면 노내압력과 고로가스의 공급제어가 불가능해 진다. 연도 가스와 고로가스는 유로중에 설치된 댐퍼를 이용하여 압력을 제어하고 있기 때문에 본 연구에는 최대부하 조건에서 이들 댐퍼의 개도를 측정하여 여유압력 범위를 결정하였으며 압력 손실량이 각각 40mmH₂O 수준일 때 보일러

온전계통의 문제는 없는 것으로 판단하였다.

3.1.2 작동유체 및 전열관의 재질

히트파이프 시스템의 작동유체로는 발전보일러 용 급수를 사용하며 전열관은 보일러용 탄소강관을 사용하는 것으로 하였다. 물은 Merit 수가 크고 취급이 용이하며 가연성 가스를 가열하는 경우에 있어서는 누설시의 안전성 확보에도 유리하다. Merit 수는 히트파이프의 전열성능에 관계되는 작동유체의 물리적 특성치만의 조합으로 나타내어지며 꺾이 없는 히트파이프(서모사이판)의 경우에는 잠열을 L , 액체 열전도도를 λ_L , 액체 밀도를 ρ_L 그리고 액체 점성계수를 μ_L 이라고 하면 $M=(L\lambda_L^3\rho_L^2)^{1/4}/\mu_L$ 로 나타내어 진다.⁽¹⁰⁾ 즉 작동유체의 잠열과 밀도가 크고 점성계수가 작을수록 작동유체로서 유리한 특성을 가지게 된다. 보일러 급수는 수관의 부식을 방지할 수 있도록 화학적으로 처리되어 있는 순수 수준의 물로서 비용촉성 가스의 발생 등과 같은 문제를 극소화 할 수 있으며 용촉액관의 부식을 방지할 수 있는 장점을 지니고 있다. 보일러용 탄소강관은 구입이 용이하며 경제성이 있는 히트파이프 시스템의 제작이 가능하다. 본 연구에서는 흰 튜브를 전열관으로 사용하였으며 오염문제의 경감을 위하여 스텐레스 재질의 흰을 사용하였다. 스텐레스 흰은 탄소강관인 전열관에 고주파 용접을 통하여 부착하였다.

3.1.3 흰의 형태

본 연구에서 대상으로하는 보일러는 중유를 비롯하여 제철부생가스인 고로가스와 전로가스(LDG) 그리고 코크스로 가스(COG)를 동시에 연소시키며 각 연료의 수급상황 변동에 따라 이들 연료의 사용비율은 수시로 변동된다. 중유 연소비율이 높거나 분진이 포함된 고로가스의 연소비율이 높아지게 되면 연도 가스에는 분진이나 미연분이 다량 존재하게 되고 이로 인하여 전열관이 오염될 가능성이 높아진다. 예열의 대상인 고로가스는 분진함량이 많을 뿐 아니라 수분이 포화상태로 존재하기 때문에 전열관의 오염문제는 중요하게 고려되어야 한다. 분진이 함유된 연도 가스에 적용되는 흰 튜브에 있어서는 전열관의 오염과 부식문제 경감을 위하여 일반적인 경우에

비하여 흰의 간격을 넓게 하고 흰의 두께를 증대시키는 경향이 있지만 적용대상 유체에 대한 최적의 형태를 도출하기 위해서는 경험을 필요로 하고 있다.⁽¹¹⁾ 본 연구에서는 고로가스 유로에 설치되는 용촉기와 연도의 증발기에 대하여 위치에 따라 흰사이의 간격과 흰의 높이를 인치당 2.5개와 7.5mm 또는 인치당 4개와 13.3mm로 달리하여 전열관 오염문제를 방지하고자 하였다.

3.1.4 전열관의 배치 및 유속

분진 등에 의한 전열관의 오염이 문제가 되는 경우에는 전열관의 배치를 일자배열(In-lined arrangement)로 하는 것이 일반적이지만 삼각배열(Staggered arrangement)에 비하여 전열면적이 증대되기 때문에 열교환기의 크기가 증대된다.

본 장치의 경우에는 설치공간의 제약으로 열교환기의 크기를 최소화 하여야 할 필요가 있기 때문에 전열관의 배치는 삼각배열로 하였다. 전열관을 통과하는 연도 가스와 고로가스의 유속은 6~10kg/m²sec 범위내에 둘도록 하였다.

3.1.5 고로가스 예열온도 및 연도 가스의 증발기 출구온도

증발기를 통과하고 난 연도 가스의 온도는 주로 산노점온도에 의하여 제약을 받지만 이는 유황을 함유하고 있는 중유를 연소시키는 경우에 해당된다. 산노점 온도는 연료중에 포함된 유황이 파임공기 연소 조건하에서 SO₂로 되고 연소가스중의 수증기와 반응하여 생성된 황산이 응축되는 온도를 말한다.⁽¹²⁾ 적용대상 보일러는 고로가스를 주연료로 사용하고 중유는 보조연료로 사용하고 있어 연도 가스의 산노점 온도가 중유전소의 경우에 비하여 낮기 때문에 본 연구에서는 이러한 산노점 온도는 고려하지 않았다. 고로가스의 예열온도는 버너구성품의 열손상 문제 또는 부피증대에 의한 압력손실량의 증대 그리고 노내 연소상태의 변화 등을 고려하여 결정하여야 하며 본 연구에서는 최고 126℃ 수준까지 가열하는 것으로 하였다. 이경우 보일러의 열효율 증가는 약 5% 수준이 되는 것으로 예상되었다.

3.1.6 고로가스의 설계유량

히트파이프 시스템의 설치대상 보일러는 연료수급 사정에 따라 고로가스, 전로가스, 코크스로

Table 2 Flow rate of fuels for the design of heat exchanger.

Fuel	Flow rate	Ratio of heat input
BFG	90,000 Nm ³ /hr	70.2%
C-oil	1,800 l/hr	18.3%
LDG	5,000 Nm ³ /hr	11.5%
COG	0 Nm ³ /hr	0 %

가스 그리고 증유를 동시에 연소시키고 있습은 전술한 바와 같다. 이 경우 보일러에 투입된 연료의 전체 연소열량 중에서 각각의 연료가 차지하는 열량비율이 존재하게 되며 이를 혼소비율이라고 한다.⁽¹³⁾ 연료의 혼소비율 변화에 따라 동일한 투입열량 조건에서도 발생하는 배기가스의 양과 온도는 변화되기 때문에 열교환기의 설계를 위한 기준 연료조건 선정이 중요하다. 일반적으로 고로가스의 혼소비율이 증대되면 배기가스의 양과 온도가 증대되며 증유의 연소량이 증대되면 그 반대가 된다. 증유 전소조건에서 고로가스 전소로 변화되면 배기가스 온도는 약 180℃에서 220℃까지 상승되며 배기가스의 양은 약 1.5배 증대되어 진다. Table 2는 히트파이프 시스템의 설계를 위하여 선정된 기준 연소조건을 정리한 것으로 운전실적을 참조하여 가장 일반적인 경우를 선정하였다. 이 경우 열량을 기준으로 한 고로가스의 설계 혼소비율은 70% 수준이 된다.

3.2 전열계산모델

원 튜브형의 증발기와 응축기에 대하여 열관류계수를 도입하여 열전달량을 다음식 (6)과 같이 나타내고 식 (7)에 의하여 열관류계수 U_{ov} 를 구하였다. U_{ov} 는 증발기 나관 외면적 $A_{eo,b}$ 를 기준으로 한 열관류계수이다.

$$Q = U_{ov} A_{eo,b} \Delta T \tag{6}$$

$$\frac{1}{U_{ov} A_{eo,b}} = \frac{1}{h_{eo,ov} (\Omega_{e,s} A_{eo,s} + A_{eo,u})} + \frac{r_{so}}{\lambda_s} \ln \left(\frac{r_{so}}{r_{si}} \right) \frac{1}{A_{eo,b}} + \left(\frac{1}{h_{si} A_{si}} + R_{loop} + \frac{1}{h_{ci} A_{ci}} \right) + \frac{r_{co}}{\lambda_c} \ln \left(\frac{r_{co}}{r_{ci}} \right) \frac{1}{A_{co,b}} + \frac{1}{h_{co,ov} (\Omega_{c,s} A_{co,s} + A_{co,u})} \tag{7}$$

식 (6)에서 ΔT 는 고온유체와 저온유체의 산술온도차를 나타낸다. 본 연구에서는 전체 열교환 시스템을 이루는 6개의 독립된 히트파이프 유니트에 대하여 단계적으로 전열계산을 행하였으며 각 유니트에 대한 전열계산에 있어서 고온유체와 저온 유체의 온도는 일정한 것으로 가정하였다. 다음 단계의 유니트에 대한 전열계산시에는 전 단계에서 구해진 전열량을 근거로 하여 고온유체와 저온유체의 온도를 보상하였다. 이와같이 각 유니트에 대하여 순차적으로 전열계산을 한 이유는 원의 간격과 형태 그리고 전열관의 수가 전체유니트에 있어서 동일하지 않기 때문이다. 식 (7)에서 Ω 는 원의 효율을 나타내며 우측의 세번째 항이 히트파이프 내부의 전열저항을 의미하는 Loop conductance에 해당된다. Loop conductance는 전술한 바와 같이 실규모의 히트파이프에 대한 별도의 실험으로부터 얻어진 데이터를 이용하였으며 원축의 대류 열전달계수는 Kawamura 등⁽¹⁴⁾이 제시한 실험식을 적용하였다. Kawamura 등의 실험식은 연도 가스와 같이 오염물질의 함량이 많은 유체를 대상으로 한 것으로서 본 시스템의 유체조건과 부합되는 것으로 판단되었다. 전열시스템의 설계에 있어서는 위의 식들을 적용한 열계산과 더불어 연도 가스측과 고로가스측의 압력 손실량 예측이 중요하며 역시 Kawamura 등⁽¹⁵⁾이 제시한 통풍손실량 예측식을 적용하였다.

Fig. 2는 전열계산의 흐름도로서, 먼저 전열시스템의 형태를 설정해 놓고 전열계산을 통하여 요구되는 전열량과 연도 가스 및 고로가스의 입출구 온도들을 구한 다음 열교환기의 크기, 압력손실량 등과 같은 제약조건에의 만족여부를 판정하였다. 이를 위해서는 반복계산이 필요하며 모든 조건이 만족되는 경우를 설계치로 정하였다.

Table 3은 전술한 설계조건과 전열모델을 이용하여 최종적으로 산출한 결과를 나타내고 있다. 히트파이프 시스템의 전열량은 연도 가스의 온도가 220℃일 때 최대 3,700kW 수준이 되는 것으로 나타났으며 이 경우 고로가스는 126℃까지 예열된다. 전열계산 결과를 근거로 하여 전체 열교환 시스템의 대수평균온도차를 구하고 증발기 나관 외면적에 근거한 열관류계수를 계산해 본 결과 103W/m²℃인 것으로 나타났다. 응축기의 전열면적은 증발기의 1/2 수준으로 하였으며 이는

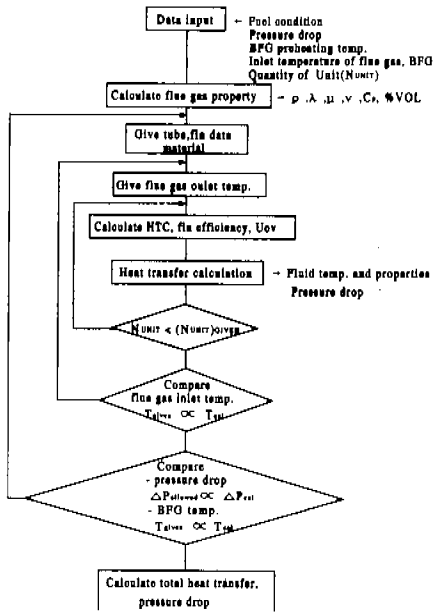


Fig. 2 Flow chart for the design of the separate heat pipe system.

전열관의 온도를 높게 유지하여 수분의 응축에 의한 오염과 부식의 방지에 도움이 된다.

3.3 시스템 구성

Fig. 3은 히트파이프 시스템이 적용된 발전용 보일러의 전체적인 구성을 보여주고 있다. 증발기는 연도의 유인송풍기(Induced Draft Fan) 전단에 설치되며 응축기는 직경이 1.6m인 2개의 고로가스 수송관 중간에 설치되어진다. 증발기와 응축기는 증기관과 응축액 관으로 연결되며 두 열교환기 사이의 직선거리는 약 10m이다. 그림에서 보듯이 연도 가스와 고로가스간에는 by-pass 덕트와 같은 별도의 조절 기구가 없이 보일러의 운전 조건에 따라 자체적으로 열전달량이 결정되며 그에 따라서 입출구 온도가 정해지도록 되어 있다.

Fig. 4는 히트파이프 시스템의 상세구성을 보여주는 것으로서, 응축기를 증발기 보다 약 1.7m 상부에 위치시켜 작동유체의 자연 순환이 이루어지도록 하였으며 배기관, 안전변 그리고 액면계동과 같은 부수적인 장치를 설치하였다. 안전변은 고로가스가 흐르지 않는 상태에서 보일러가 가동될 경우 내부압력이 과도하게 상승되는 것을

Table 3 Results of the thermal design of the separate heat pipe system.

Item	Hot fluid	Cold fluid
Fluid	Flue gas	Blast furnace gas
Inlet temp.	220°C	20°C
Outlet temp.	165°C	126°C
Amount of heat transfer	3679.41 kW	
Working fluid	Boiler feed water	
Tube		
Length	3,300mm	3,300mm
Quantity	845ea	465ea
Material	STB35EG	STB35EG
Diameter(outer)	34mm	34mm
Thickness	3.4mm	3.4mm
Pitch(transverse)	91.9mm	91.9mm
Pitch(diagram)	87mm	87mm
Fin		
Material	SUS304, welded	SUS304, welded
Height	13.3mm	13.3mm, 7.5mm
Thickness	1mm	1mm
Number	4ea/inch	2.5ea/inch, 4ea/inch
Pressure loss	47.7mmH ₂ O	31.9mmH ₂ O
Vapor line	139.8mm(OD), 6.6mm(t)	
Condensate line	48.6mm(OD), 3.7mm(t)	
Heat transfer coefficient	102.8W/m ² °C	

* Based on area of evaporator bare tube outer surface and LMTD

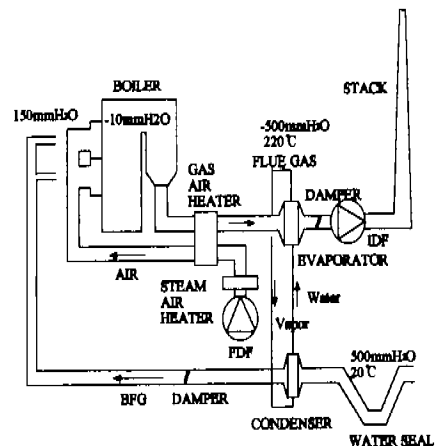
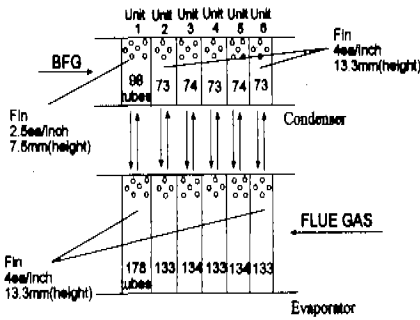
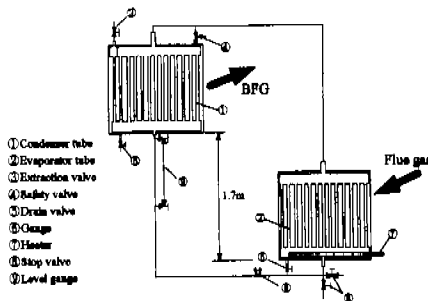


Fig. 3 Lay-out of the boiler.



(a) Arrangement of the heat pipe system.



(b) Detail of heat pipe unit.

Fig. 4 Detail of the separate heat pipe system.

방지해 주며 액면계를 통하여 작동유체의 충전량 조절과 내부 유동상태의 파악이 가능하다. 본 시스템은 Fig. 4(a)에 보인 바와 같은 6개의 독립된 히트파이프 유니트로 구성되어 있으며 연도가스와 고로가스간에는 대향류 방식에 의해서 열교환이 이루어 진다. 증발관의 수는 845개로서 44개 또는 45개로 이루어진 19개의 열로 구성되고 응축관의 수는 465개로서 24개 또는 25개로 구성된 19개의 열로 이루어 진다. Fig. 4(b)에서 보듯이 6개의 전열 유니트중 응축기의 고로가스 입구측 유니트에 대해서는 전열관의 열수출 4개로 하고 원의 간격은 인치당 2.5개, 그 높이는 7.5mm로 하였다. 응축기의 고로가스 입구측 유니트와 연결이 되는 증발기측 유니트에 대해서도 전열관의 열수출 4개로 하였다. 이는 고로가스에 포함된 분진이 응축기의 고로가스 입구측에서 전열관 또는 원의 표면에 부착될 가능성이 많기 때문에 이 부분에서 원의 간격과 높이를 다른 유니트에 비하여 넓고 낮게 함으로서 분진부착에 의

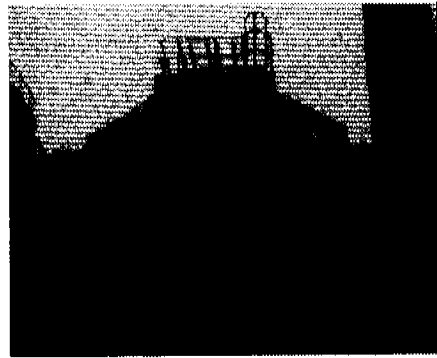


Photo. 1 Condenser of the separate heat pipe system.

한 유로의 막힘 현상을 최소화 하기 위한 것이다. 또한 전열관의 수를 다른 유니트에 비하여 많이 한 것은 가능한 한 내부작동유체의 온도를 높게 유지함으로써 고로가스에 함유된 수분의 응축을 방지하기 위한 데 있다. 증기관과 응축액관으로는 각각 125A 및 40A 규격의 탄소강관을 사용하였고 그 길이는 각각 12m에 이른다.

본 시스템은 펌프를 이용하여 작동유체를 적정 수준으로 주입한 다음 작동유체가 가열되었을 때 자체압력으로 배기관을 이용하여 소량의 증기를 배출시킴으로써 내부의 비응축성 가스를 효과적으로 배출시킬 수 있으며 히트파이프 시스템을 정상적으로 가동시킬 수 있다. Photo. 1은 설치된 히트파이프 시스템의 응축기를 보여주는 사진으로서 작동유체의 자연순환력을 얻기 위하여 응축기 본체는 공급관 보다 상부에 위치해 있는 것을 볼 수 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 전열성능

전술한 바와 같이 전체공정의 전력 수급상황과 연료공급 여건에 따라 히트파이프 시스템이 설치된 보일러의 부하와 사용연료의 혼소비율을 변화시켜야 하기 때문에 실운전상태에서 성능 및 작동특성에 대한 평가가 가능하였다. 제시된 측정자료는 비교를 위하여 보일러의 부하가 100%인 경우로 한정하였으며 고로가스의 유량은 33,000Nm³/hr에서 최고 111,400Nm³/hr의 범위에서 걸쳐 변화되었다.

Fig. 5에는 보일러의 최대 부하조건에서 고로가

스의 혼소비율(BFG firing ratio) 변화에 따른 증발기 입구부에서의 연도가스 온도와 고로가스 예열 온도의 변화를 나타내었다. 횡축의 고로가스 혼소비율은 보일러에 투입된 전체 연료의 연소열량에 대한 고로가스 연소열량의 비율을 의미한다. 연도가스의 온도는 히트파이프 시스템의 가열유체 온도에 해당된다. 고로가스의 혼소비율이 증대될수록 연도 가스의 온도가 높아지는 것으로 나타나는 것은, 고로가스가 중유 또는 타 연료에 비하여 발생 배기가스량이 많고 단열화열 온도가 낮아 보일러의 전열효율이 저하되기 때문이다. 연도 가스의 온도가 고로가스의 혼소비율에 따라 180℃에서 210℃ 까지 변화될 때 고로가스는 104℃~90℃로 예열되는 것으로 나타나고 있다. 고로가스의 혼소비율이 저하되면 연도 가스의 양과 온도가 저하되지만 고로가스의 유량이 저하되므로 예열온도는 오히려 증가된다. 반대로, 고로가스 유량이 증대되면 그에 따라 연도 가스의 온도와 양이 증대되므로 고로가스 유량변동에 따른 가열온도의 편차는 크지 않게 나타나고 있다. 이로해서 그림에서 보듯이 고로가스의 혼소비율이 40%에서 86% 까지 약 두배 증대될 때 가열온도의 차이는 10℃ 이내에 드는 것으로 나타나고 있다. 이러한 특성은 히트파이프 시스템의 안정적인 작동 뿐만 아니라 버너에서의 연소상태와 연소제어 측면에서도 중요한 장점이 된다. 또한 고로가스의 예열온도 조절을 위한 별도의 장치와 인력이 소요되지 않아 운전용 위한 부수적인 비용이 필요치 않음을 확인할 수 있었다.

고로가스의 혼소비율이 설계조건에 해당되는 70%인 경우를 보면, 고로가스의 예열온도가 약 100℃가 되는 것으로 나타나고 있어 설계 예상치에 비하여 20℃이상 저하된 것을 알 수 있다. 이와 함께 연도 가스의 온도는 190℃ 수준으로서 설계조건 대비 30℃정도 저하된 것으로 나타나고 있어 고로가스의 예열온도 저하가 연도 가스의 온도저하에 의한 결과임을 알 수 있다. 연도 가스의 온도가 저하된 이유는 보일러 설비조건외 변화에 의한 것으로 나타났다. 즉, Fig. 2에서 보여지는 용스트림식 열교환기인 "GAS AIR HEATER"에서 연소용 공기가 연도 가스측으로 누설됨으로서 연도 가스의 온도가 설계치 대비 저하된 것으로 판명이 되었다. 고로가스의 예열 온도가 저하됨에 따라 히트파이프 시스템의 전열

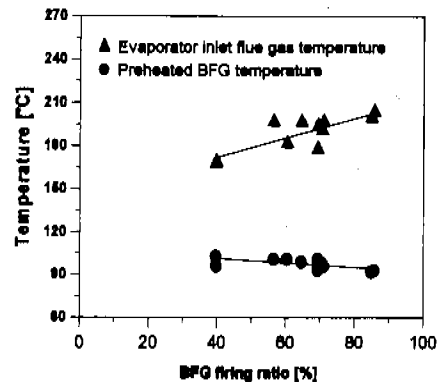


Fig. 5 Temperature variation of the flue gas and BFG with firing ratio.(Load: 100%, BFG flow rate: 48,600Nm³/hr~111,400Nm³/hr)

량은 설계치 대비 약 25% 저하된 것으로 파악되었다.

Fig. 6은 고로가스의 예열온도 변화율 보일러 운전시간의 경과에 따라 나타낸 것으로 예열되는 고로가스의 온도 변화가 적어 예열이 안정적으로 이루어지고 있음을 확인할 수 있었다. 고로가스의 용축기 입구온도는 약 20℃ 수준이며 평균적으로 80℃ 정도의 온도 상승이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 증발기 입출구에서의 연도 가스의 온도 변화를 보인 것으로서, 연도 가스의 온도변화에 관계없이 배기가스의 온도는 평균적으로 40℃ 정도 저하되고 있는 것으로 나타나고 있다. 히트파이프 시스템의 증발기를 통과하고 난 연도 가스의 최종온도는 약 140℃ 수준이 되는 것으로 나타나고 있다. 증발기 입출구에서의 온도차는 설계예상치인 55℃에 비하여 약 15℃ 정도 적은 것으로 나타나고 있어 연도 가스의 온도저하에 의한 전열량 감소를 확인할 수 있다. Fig. 6과 Fig. 7에서 보여지는 고로가스의 예열온도와 연도 가스 온도의 변화는 전술한 바와 같이 고로가스의 혼소비율 변동에 의한 결과이다.

Fig. 8은 히트파이프 시스템의 설치에 따른 투입열량의 변화를 설치전과 비교해 보인 것이다. Fig. 8에서는 비교를 위하여 설치전과 설치후의 측정치를 동일축상에 중첩하여 나타내었다. 전술한 바와 같이 보일러의 열효율은 중유의 혼소비율에 따라 변화하기 때문에 그림에서 보듯이 동

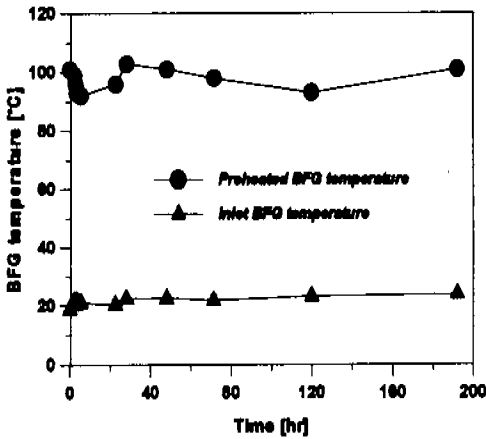


Fig. 6 Temperature variation of BFG with operating time.(Load: 100%, BFG flow rate: 48,600Nm³/hr ~ 111,400Nm³/hr)

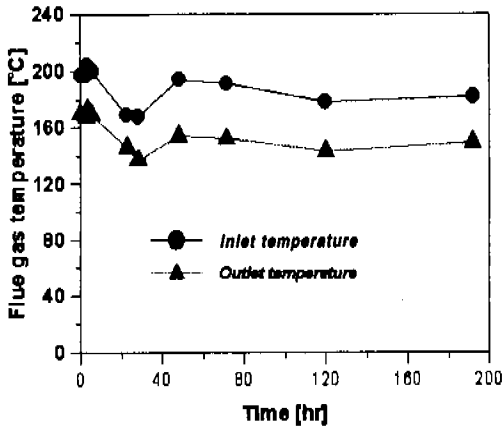


Fig. 7 Temperature variation of flue gas with operation time.(Load: 100%, BFG flow rate: 48,600Nm³/hr ~ 111,400Nm³/hr)

일한 출력 조건에서도 투입열량은 변화되어 진다. 이러한 현상을 설명하기 위하여 Fig. 8에서는 증유의 연소량을 병기하여 나타내었으며 증유 연소량이 많은 경우에는 투입열량이 감소됨을 확인할 수 있다. 히트파이프 시스템의 설치에 따른 연료 연소량의 저감 효과는 증유 연소량이 증가될 경우 저하되는 것으로 나타나고 있는데, 이는 고로가스 유량이 감소됨에 따른 현열회수량의 감소에 의한 것이다. 보일러의 연료연소 조건이 비교적 비슷하여 보일러 자체의 열효율이 설치전과

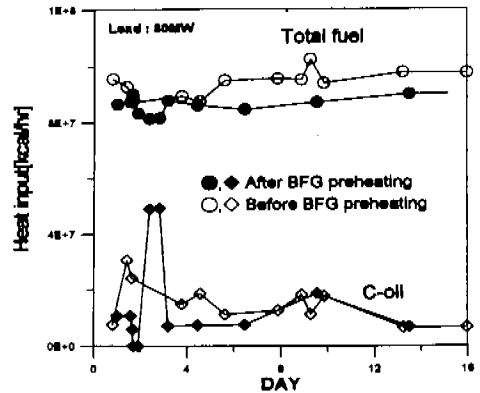


Fig. 8 Effect of the separate heat pipe system on fuel saving.(Load: 100%, BFG flow rate: 33,000Nm³/hr ~ 100,300Nm³/hr)

설치후가 동일 수준인 것으로 생각되는 8일 ~ 13일 간의 투입열량을 비교하였다. 히트파이프 시스템의 설치로 총 투입열량은 86,000,000 kcal/hr 수준에서 83,000,000kcal/hr 수준으로 저하된 것으로 측정되어 설치전 대비 평균 3.5%의 연료절감 효과를 얻을 수 있는 것으로 나타나고 있다.

4.2 운전특성

Fig. 9는 증발기와 응축기에서의 압력 손실량 변화물 고로가스 유량 변화에 따라 나타낸 것이다. 고로가스의 설계유량 조건에서 연도측은 90mmH₂O의 압력손실이 발생하였으며 고로가스 측에서는 40mmH₂O ~ 60mmH₂O 수준에 달하는 것으로 나타나 설계 예상치에 비하여 큰 압력손실을 보였다. 증발기와 응축기의 설치 공간이 제한되어 있음에 따라 전열관에 대한 도입부의 길이가 짧고 내부에 설치된 유로 안내판 등에 의하여 압력손실량이 설계치에 비하여 커진 것으로 판단된다. 연도측에서는 고로가스 유량 증대에 따라 증발기의 압력손실량이 비례적으로 증가되는 것으로 나타나고 있지만 고로가스 측에서는 유량에 따라 불규칙하게 변화되는 경향을 보이고 있는데, 이는 Photo. 1에서 보듯이 응축기에 연결된 고로가스 공급관이 2중으로 되어 있어 상부판과 하부판을 통하여 공급되어 지는 유량이 달라지기 때문인 것으로 여겨진다.

Fig. 10은 연도에 설치된 노압 조절용 덤퍼의 개도 변화물 보인 것으로서 고로가스의 최대 유량조건에서 개도는 55%인 것으로 나타나 연도에

설치된 증발기의 압력손실량 범위에서 노압의 제어에는 문제가 없는 것을 확인할 수 있었다.

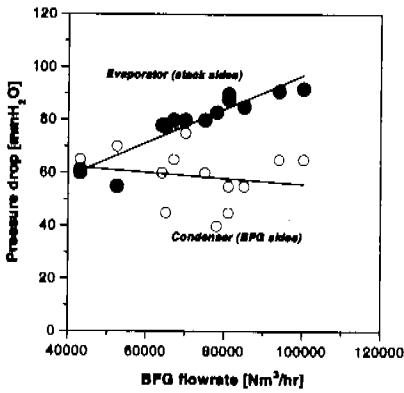


Fig. 9 Pressure drop across the evaporator and condenser with BFG flow rate.(Load:100%)

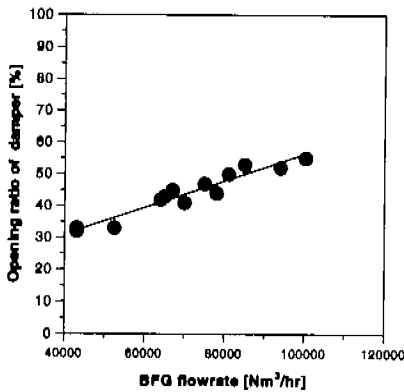


Fig. 10 Variation of damper opening with BFG flow rate.(Load: 100%)

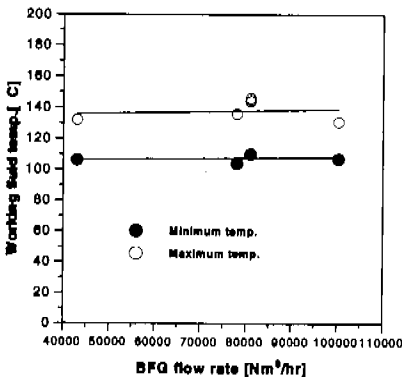


Fig. 11 Variation of the working fluid temperature with BFG flow rate. (Load: 100%)

Fig. 11은 보일러의 최대연소 부하에서 고로가스 유량변화에 따른 히트파이프 내부의 작동유체 온도변화를 나타낸 것이다. 본 열교환 시스템은 Fig. 4 에서 보였듯이 증발기의 연도 가스 입구측 유니트가 고온이 되며 출구측은 저온이 된다. 고로가스 유량변동에 의한 전열량의 변화에도 불구하고 작동유체의 온도는 증발기의 연도 가스 입구측 유니트에서는 140℃ 수준을 유지하고 있으며 연도 가스 출구측 유니트에서는 110℃를 유지하고 있는 것으로 나타났다. 히트파이프 내부의 작동유체 압력은 각 유니트에서 측정되어진 작동유체 온도에서의 포화압력 상태를 유지하게 된다. 작동유체인 보일러 급수는 증발기 체적을 기준으로 50% 수준이 되도록 충전하였으며 이때의 응축액 수위는 응축기 하부헤더의 하면이 된다. 히트파이프 내부의 작동유체 유동상태는 응축기 하부에 설치된 액면계를 통하여 관찰하였으며 액면의 변동이 없이 안정된 유동상태를 보이는 것으로 확인되었다.

분진이 함유된 유체에 적용되는 원 튜브형의 열교환기는 운전시간의 경과에 따라 튜브의 오염이 증대되는 것이 일반적이며 이로 인한 전열성능의 저하와 압력손실량의 증대는 열교환기의 지속적인 운전을 불가능하게 하는 주요 요인이 되고 있다. 분진의 함량이 많고 수분이 포화상태로 존재하는 고로가스는 수분이 응축될 경우 분진과의 반응으로 전열관 표면에 오염물질이 고착될 가능성이 있다. 연도 가스중에 놓여지는 증발기는 특히 중유연소량이 많은 경우에 미연분에 의한 오염가능성이 높아지게 된다. 본 적용연구에서는 전열관의 오염특성을 파악하기 위하여 약 7개월의 연속운전을 행한 후 튜브의 오염 상태를 점검하였다. 다음의 Photo. 2는 응축기의 전열관 상태를 보여 주는 사진으로서 오염 또는 부식에 의한 전열관의 막힘현상이나 손상은 보이지 않고 있어 본 연구에서 선정된 전열관의 배치와 튜브의 형태가 적절하였음을 확인할 수 있었다. 이와 더불어 히트파이프 시스템에서 보여지는 전열관 자체의 균일한 온도분포가 고로가스에 함유된 수분의 국부적인 응축을 방지하여 오염을 저하시킨 요인중의 하나인 것으로 생각된다.

4.3 경제성 분석

히트파이프 시스템의 경제성을 설치에 따른 연

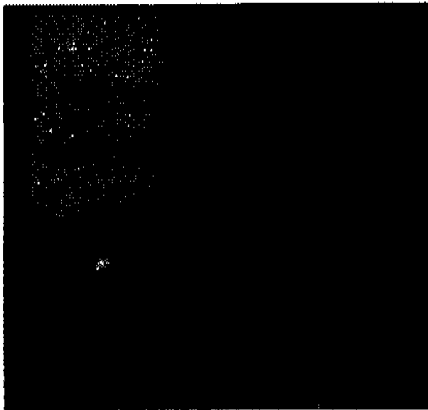


Photo. 2 Surface of the fin tubes after 7 months operation.

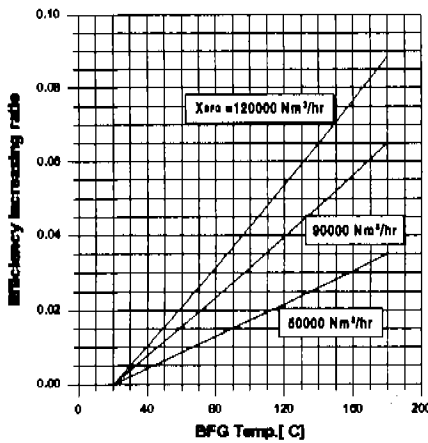


Fig. 12 Effect of BFG preheating on the thermal efficiency.

료절감량과 초기투자비를 비교하여 검토하였다. 연료절감량은 고로가스의 유량과 예열온도에 의하여 달라지게 되므로 경제성 분석에 있어서는 측정을 통하여 얻어진 평균예열온도와 고로가스의 설계 유량을 근거로 하여 산출하였다. Fig. 12는 효과산출을 위하여 식 (2)에 의하여 작성된 보일러 효율 증가선도로서 고로가스의 유량 X_{BFG} 가 $90,000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 이고 고로가스의 예열온도가 104°C 일 때 보일러 열효율 증가율은 3.3%인 것으로 나타나고 있다.

연료 절감량은 보일러의 열효율 증가율과 연간 연료사용량을 고려하여 산출할 수 있으며

Table 4 Amount of fuel saving by BFG preheating.

BFG preheating temp.	104°C
Efficient increasing ratio	3.3%
Decrease of heat input per kwh	102 kcal/kwh
Operating time per year	8206hours
Amount of C-oil saving per year	2511tons/yr

Table 4에 그 결과물 나타내었다. Table 4에서는 고로가스 예열에 의한 절감열량을 증유로 환산하여 나타내었다. Table 4에 보여진 증유절감량에 현재의 증유구입가를 적용하면 연간 연료절감금액이 산출되며 이를 근거로 히트파이프 시스템의 설치에 따른 투자비 회수기간을 계산해 보면 약 0.6년이 되는 것으로 나타나 1년 이내에 투자비의 회수가 가능한 것으로 나타났다. 경제성 계산에 있어서 증유구입가는 리터당 160원으로 하였다. 이러한 결과물 볼 때 분리형 히트파이프 시스템은 중저온의 연도배가스를 열원으로 한 저발열량의 연료가스 예열시스템에서 경제성 확보가 가능한 것으로 판단 된다.

5. 결론

200°C 수준인 발전용 보일러와 폐기가스 열량을 회수하여 저발열량의 연료가스를 예열하기 위한 3700kW 급 용량의 분리형 히트파이프식 폐열회수 시스템을 제작하고 실 설비에 대한 적용시험을 행하였다. 히트파이프 시스템은 주어진 폐기가스의 온도범위 내에서 안정적인 작동상태를 보였으며 장기운전 시험을 통하여 분진에 의한 전열관 및 환의 오염과 저온부식에 의한 문제가 발생되지 않으며 운전과 유지 보수성이 우수한 것으로 판명되었다. 시스템에 대한 경제성을 분석한 결과 1년 이내에 투자비의 회수가 가능한 것으로 나타나 200°C 수준의 중저온 영역의 폐열원에 대하여 경제성을 지닌 폐열회수용 분리형 히트파이프 시스템의 실현이 가능함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

(1) 森田 光宜, 1996, "高温空氣燃焼とリジェネ 燃焼技術の 現況," 省エネルギー, Vol. 48, No. 10.

- pp. 21~28.
- (2) 藤本 卓昭, 武藏 貢, 高藤 生男, 1987, "沸騰 珪 ヒートパイプ芯 가스再加熱器の稼働例," 省エネルギー-, Vol. 39, No. 13, pp. 21~25.
 - (3) Peterson, G. P., 1994, *An Introduction to Heat Pipes, Testing and Applications*, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 82~83.
 - (4) Xia, J. and Xin, M., 1987, "The Performance of Heat Transfer in the Heating Section of Large Scale Separated Type Thermosyphon," *Proc. 6th Int. Heat Pipe Conf.*, pp. 585~589.
 - (5) Vincent, C. C. J. and Kok, J. B. W., 1992, "Investigation of the Overall Transient Performance of the Industrial Two-phase Closed Loop Thermosyphon," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 6, pp. 1419~1426.
 - (6) 김철주, 문석환, 강환국, 1997, "딴폐형 2상 열 사이폰의 Pool 내부 Pulse Boiling에 관한 연구," 대한기계학회논문집(B), 제21권 제10호, pp. 1254~1261.
 - (7) McDonald, T. W., Hwang, K. S. and Diccio, R., 1977, "Thermosiphon Loop Performance Characteristics : part1. Experimental Study," *ASHRAE Trans.* 83, pp. 250~259.
 - (8) Ali, A. F. M. and McDonald, T. W., 1977, "Thermosiphon Loop Performance Characteristics : part 2. Simulation Program," *ASHRAE Trans.* 83, pp. 260~278.
 - (9) Rist 연구결과보고서, 1994, "연료가스 예열기 개발 및 현장적용 연구," Report No. 4049P, pp. 58~59.
 - (10) Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1994, "Heat Pipes," Elsevier Science Ltd., New York, p. 90.
 - (11) Shook, J. R., 1991, "Recover Heat from Flue Gas," *Chemical Engineering Progress*, June, pp. 49~54.
 - (12) Pierce, R. R., 1997, "Estimating Acid Dewpoints in Stack Gases," *Chem. Eng., Apr.*, p. 11.
 - (13) Rist 연구결과보고서, "보일러 매연방지용 위한 시스템 보완," Report No. 2040A, p.22.
 - (14) Kawamura, T., Kanzaka, M., Iwabushi, M. and Takahashi, Y., 1991, "Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tube Banks with a Staggered Arrangement in Forced Convection(1st report, Heat Transfer Characteristics and Correlation of Spirally Finned Tube Banks)," *日本機械學會論文集(B編)*, Vol. 57, No. 537, pp. 228~234.
 - (15) Kawamura, T., Kanzaka, M., Iwabushi, M. and Takahashi, Y., 1991, "Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tube Banks with a Staggered Arrangement in Forced Convection(2nd report, Pressure Drop Characteristics and Correlation of Spirally Finned Tube Banks)," *日本機械學會論文集(B編)*, Vol. 57, No. 537, pp. 235~240.