

회전형 히트파이프 열교환기의 작동유체 귀환력 해석 및 열전달특성에 관한 연구

이기우 · 박기호 · 전원표

한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

The Returning Force Analysis of Working Fluid and the Heat Transfer Characteristics in Revolving Heat Pipe Heat Exchanger

Ki-Woo Lee, Ki-Ho Park and Won-Pyo Chun

Waste Heat Utilization Research Center, Korea Institute of Energy Research

요 약

회전형 히트파이프는 다수의 히트파이프 요소를 원통형으로 열교환기를 구성하고 회전시키므로서 열전달 효과를 향상시키고 배가스에 포함되어 있는 분진대체를 용이하도록 하여 오염폐가스에 대해서도 연속적으로 운전할 수 있게 하기 위한 것이다. 이러한 회전형 히트파이프 요소는 작동유체의 귀환을 원심력을 이용하여야 하므로 중심회전축과 2° 내지 5° 경사각으로 조립하여 회전반경을 갖고 회전하는 것이다. 본 연구에서는 회전형 히트파이프식 열교환기의 구성요소인 히트파이프요소에 대해서 회전반경, 경사각 및 회전속도에 따라 작동유체의 귀환력에 대한 이론해석을 수행하였다. 한열당 20개씩 총 60개의 히트파이프요소가 3열로 배열된 열교환기를 제작하여 성능실험을 수행하였고, 비회전형 히트파이프열교환기와 성능을 비교하여 16%정도의 성능향상이 있음을 알았다.

Abstract — The purpose of this research is to develop gas-air rotary heat exchanger using heat pipe and the performances were examined by way of the theoretical analysis and the experiment. Centrifugal force to return the working fluid in heat pipe elements with different radius was evaluated as a function of the revolution speed and inclination angle, and a rotary heat exchanger with 60 heat pipes in 3 rows was designed and manufactured. The inclination angle of a heat pipe relative to the revolving axis was designed to be 2° and water was used as a working fluid. Experimental result showed the heat exchange rate was enhanced by 16% with compared to the calculated value.

1. 서 론

보일러에서 배출되는 배가스중의 분진이 폐열회수장치의 전열면에 부착되어 성능을 떨어뜨리므로 분진제거 방법을 위한 비용 및 운전관리상의 문제로 폐열회수장치의 사용이 제한을 받고 있다. 회전형 히트파이프 열교환기는 다수의 히트파이프 요소를 원통형으로 구성하여 회전시키므로서 열전달계수값의 향상과 분진대체를 용이하게 하는 것으로 중저온의 오염 배가스열로부터 열풍형태로 연속적이며 안정적으로 열회수를 실현할 수 있도록 히트파이프를 원통형으로 제작하는 것이다. 국내에는 이의 연구가 미흡하므로 설계, 제작 및 운전이 필요

한 기술자료가 없는 상태이며, 특히 에너지절약에 관한 관심이 집중되고 있는 시점에서 폐열회수를 위한 열교환기의 고성능화는 더욱 필요해지고 있다. 오염폐가스의 중저온폐열은 충분한 열회수의 가치가 있음에도 폐열회수 실적이 저조한 것도 분진대체가 용이한 열교환기가 없어 발생하는 것이라고 할 수 있다. 회전형 히트파이프 열교환기의 구조는 히트파이프요소를 원통형으로 배열하고 중간부분을 완전히 분리하여 일단은 배가스측과 그리고 나머지 구간은 열풍 또는 증기발생영역으로 구분한다. 각 히트파이프요소는 중심회전축과 2 내지 5°의 경사각을 가지고 회전하는 것이다.

따라서 본 연구에서는 회전형 히트파이프식 열교환기

의 개발과 회전축과 경사지게 설치된 히트파이프요소에 대해 작동유체의 귀환력에 대한 이론해석기술을 개발하고, 폐열회수를 목적으로 동관에 알루미늄 원이 부착된 회전형 열교환기를 제작하여 회전속도, 배가스의 온도, 응축부 공기의 유속에 따른 열전달특성에 대해 연구하였다.

2. 작동유체 귀환력의 이론해석

2-1. 이론해석

회전형 히트파이프 열교환기에는 다수의 히트파이프 요소가 원통형으로 배열되어 있고, 각 히트파이프의 응축부에서 액상의 작동유체를 증발부로 귀환시키기 위해서는 중심회전축에 대해 얼마간의 경사각이 필요하다. 이때 작동유체 귀환에 필요한 원심력은 경사각, 회전수, 중심축으로부터의 거리와도 관련이 있으므로 이의 이론적 영향을 검토하는 것이 필요하다. 이론해석에서는 귀환력만을 검토하므로 다음과 같이 가정을 하였다.

- (1) 응축과정은 층류막상응축이고, 응축액막의 두께는 원주내에 균일하다.
- (2) 히트파이프의 반경은 중심축에서의 회전반경에 비해 매우 작다.
- (3) 회전속도가 일정한 값에 도달한 후, 액막의 원주방향 속도변화량은 무시 가능하다.
- (4) 응축부의 벽면온도는 방향에 관계없이 같다.

Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 축 OZ는 히트파이프의 회전축이며, 히트파이프는 이 회전축으로부터 거리 R에서 일정한 각속도 ω 로 축주위를 회전하는 것이며, 이러한 히트파이프요소를 반경방향과 원주방향으로 각 얼마나 일정한 파이프의 피치로 배열하여 열교환기를 구성하는 것이다. Fig. 1에서 히트파이프축과 OXY 평면을 통과하는 각 ϕ 는 각속도 ωt 로 볼 수 있으며, Fig. 2와 같이 만약 O가 히트파이프요소의 중심이고, M이 응축액체의 중심이라면 원심가속도, G_c 는

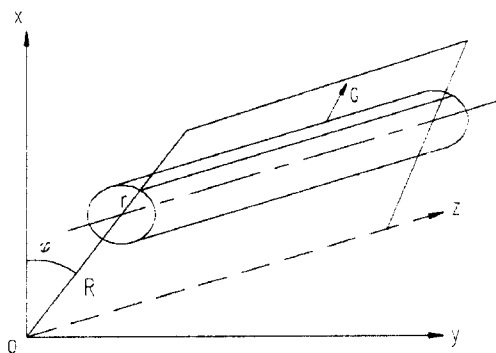


Fig. 1. Structure of revolving heat pipe.

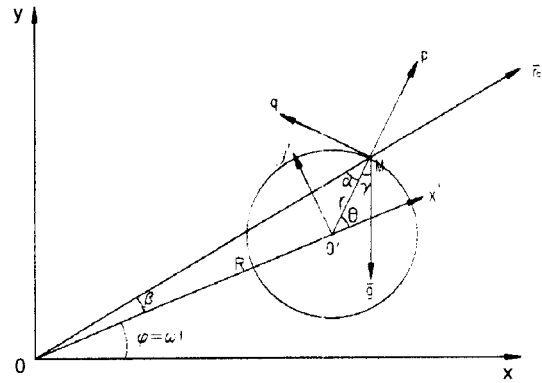


Fig. 2. Geometric definition of heat pipe element.

$$G_c = \omega^2 OM \tag{1}$$

이고, Fig. 2에서 $|OO'|=R$ 이고 $|O'M|=r$ 이므로 원심가속도는 다음과 같이 표시할 수 있다^[1].

$$G_c = \omega^2 (R^2 + r^2 + 2Rr \cos \theta)^{1/2} \tag{2}$$

이 원심가속도 G_c 와 중력가속도 g 를 결합하면 원심력의 법선방향성분 G 는 다음과 같다.

$$G = \omega^2 R^2 \cos \alpha \left(1 + \frac{r^2}{R^2} + \frac{2r}{R} \cos \theta \right)^{1/2} - g \sin(\omega t + \theta) \tag{3}$$

여기서 α 는 OM과 O'M 사이의 각도이고, 일반적으로 히트파이프 직경 r 은 회전반경 R 에 비해 매우 작으므로 $r \ll R$ 이고 $\alpha \approx \theta$ 이므로 법선방향성분 G 는 다음과 같이 정리된다.

$$G = \omega^2 R^2 \cos \theta \left(1 + \frac{r}{R} \cos \theta \right) - g \sin(\omega t + \theta) \tag{4}$$

그러나 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 회전형 히트파이

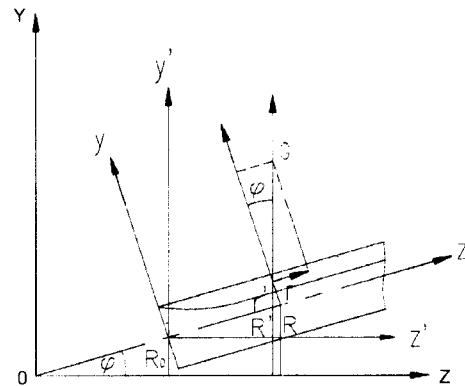


Fig. 3. Geometric structure at revolution plane.

프요소는 회전축에 ψ 의 각도로 설치하여야만 원심력에 의해 작동유체가 증발부로 귀환력을 얻게 되며, 이 귀환력은 원심력의 z방향성분, G_z 이며, y 방향의 힘, G_y 는 작동유체가 회전중에 파이프벽으로 떨어지지 않도록 하는 힘을 나타낸다. 여기서 G_z 와 G_y 는 $0 \leq \theta \leq 360$ 의 위치에 따라 달라지므로 G_z 와 G_y 는 θ 의 함수로 표시된다.

$$G_z = \left[\omega^2 R' \cos\theta \left(1 + \frac{r'}{R} \cos\theta \right) - g \sin(\omega t + \theta) \right] \sin\psi \quad (5)$$

$$G_y = \left[\omega^2 R' \cos\theta \left(1 + \frac{r'}{R} \cos\theta \right) - g \sin(\omega t + \theta) \right] \cos\psi \quad (6)$$

여기서

$$R' = R_0 + Z \sin\psi - r \tan\psi \sin\psi \quad (7)$$

$$r' = \frac{r}{\cos\psi} \quad (8)$$

R_0 : 히트파이프의 응축부 Z=0에서의 최소반경
 그리고 G_y 성분은 히트파이프벽으로부터 액체를 유지시키는데 필요한 성분이다. G_y 는 $\theta=0$ 에서 최대가 된다. 즉 $G'_z = G'_y$ 는 히트파이프의 위치에 따라 달라질 수 있으며,

$$G' = \omega^2 (R' + r') - g \sin(\omega t) \quad (9)$$

로 되며, 임의회전위치 $\varphi = \omega t$ 에 대해 G' 는 다음과 같이 3 경우로 분류할 수 있으며, φ 에 상관없이 항상 작동유체가 증발부로 귀환할 수 있는 원심력을 갖기 위해서는 (9)식에서 $\sin\omega t = 1$ 일때에 아래 첫 번째의 조건을 만족시켜야 한다.

1) $\omega^2 (R' + r') > g$

이 경우에는 G' 가 항상 +로 액체를 증발부로 귀환시킬 수 있는 구동력이 있다.

2) $\omega^2 (R' + r') = g$

이 경우에는 가속도 G' 가 0인 φ 가 존재하므로 액체는 위치에 따라 무중력상태에 있을 수 있어 작동이 불안정한 상태로 될 수 있다.

3) $\omega^2 (R' + r') < g$

이 경우에는 응축부의 액체가 증발부로의 귀환능력이 없어 작동이 불가능한 상태로 될 수 있다. 따라서 회전형 히트파이프 열교환기에서는 귀환력에 영향을 미치는 인자로 원통형상으로 구성하는 열교환기의 반경과 회전축에 대한 히트파이프요소의 설치경사각 그리고 회전각속도라고 할 수 있으며, 귀환력이 회전위치에 상관없이 항상 존재하기 위해서는 $\omega^2 (R' + r') > g$ 를 만족하여야 한다.

2-2. 귀환력의 해석결과

히트파이프의 배열과 직경은 Fig. 4와 같이 원통형의 구조에 파이프를 반경방향으로 3열로 배열하고 각 열의 둘레 직경을 $D(1)=377.5$ mm, $D(2)=489.82$ mm 및 $D(3)=615.1$ mm로 하고 고온의 배가스와 저온의 유동부 사이에 간막이를 하는 것으로 하였다. 각 열의 원주길이에 일정한 피치로 파이프를 20개씩 배열하는 것으로 설계하였으며, 설치각도를 결정하기 위해 각 열에서의 작동유체 귀환력을 이론해석 방법에 의해 작동이 가능한 귀환력을 검토하였다.

작동유체의 귀환력 해석은 (5)식에서 경사각 ψ 로 설치하는 히트파이프의 귀환력은 회전위치에 상관없이 귀환력이 존재하여야 하며 여기서는, (4)식에서 $\cos\theta=1$ 로

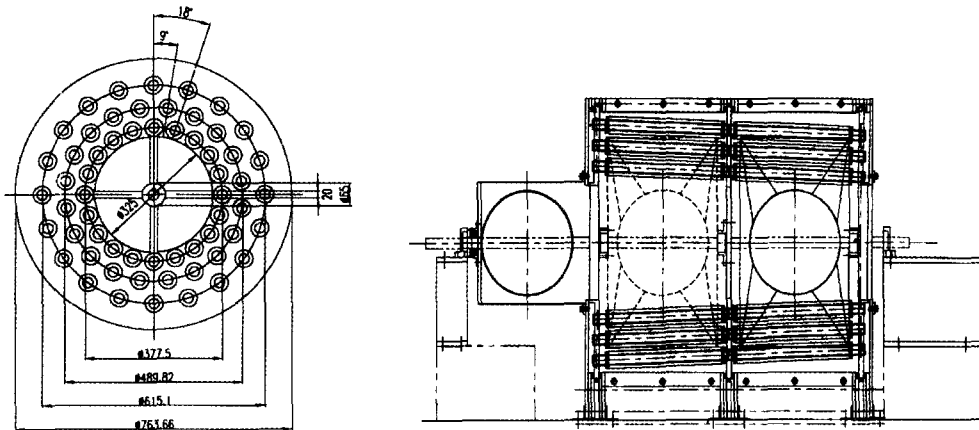


Fig. 4. Arrangement of heat pipe heat exchanger.

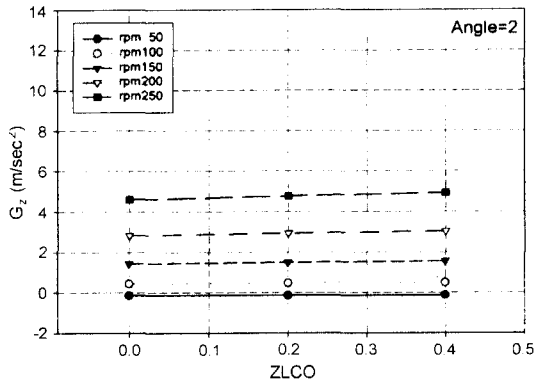


Fig. 5. Returning force at inclination angle (2°).

서 G 의 값이 가장 큰 위치, 즉으로 하여 (10)식에서 히트파이프의 접선방향의 귀환력을 계산하였다.

$$G_r = [\omega^2(R+r)] - g \sin \theta \sin \psi \quad (10)$$

Fig. 5부터 Fig. 8에는 회전반경이 가장 작은 첫 번째 열에 대해서 중심축에 대해 히트파이프로의 설치 경사각도를 2°, 3°, 4° 및 5°로 할 경우에 이론해석으로부터 작동유체의 귀환력을 계산하여 정리한 것으로 경사각이 작을수록, 회전속도는 클수록 접선방향의 귀환력은 증가하는 것으로 나타났으며, 응축부 끝부분(ZLCO=0) 보다 증발부와 접한 부분으로 회전반경이 큰(ZLCO=0.4) 쪽의 귀환력이 크다는 것을 알 수 있다. 또한 경사각이 2°에서 5°까지는 회전속도가 50 rpm에서는 -로 나타나 작동이 불가능한 것으로 예측되었다. Fig. 5의 경사각 2°에서는 회전속도 100, 150, 200 및 250 rpm에서 귀환력이 가장 작은 응축부의 끝부분에서 가속도단위로 각각 0.45, 1.44, 2.82, 4.6 m/sec²로 계산되어 작동이 가능함을 알 수 있다. 그리고 경사각이 3°인 Fig. 6에서는 동

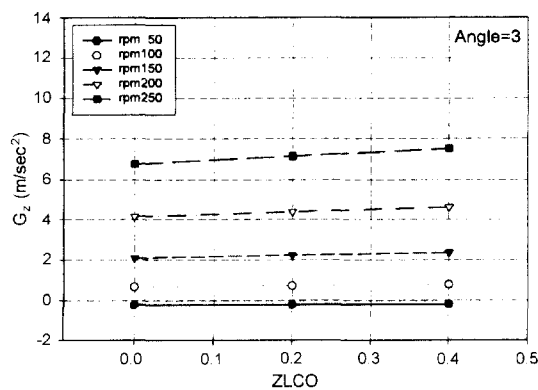


Fig. 6. Returning force at inclination angle (3°).

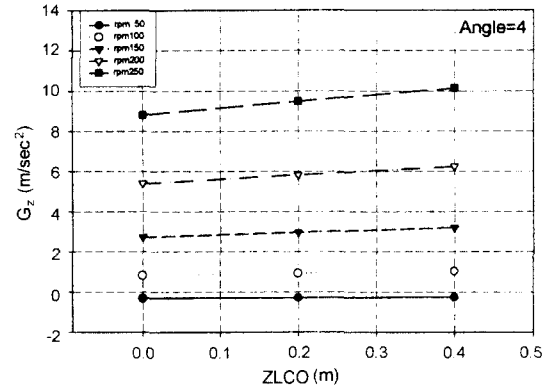


Fig. 7. Returning force at inclination angle (4°).

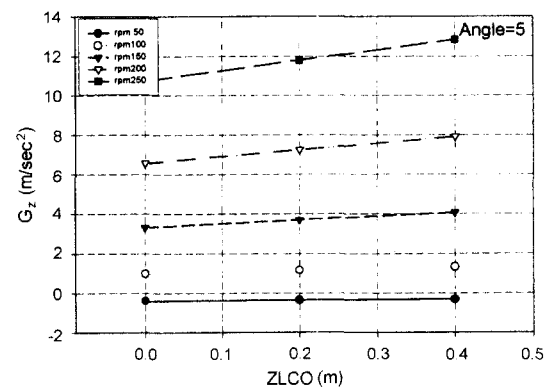


Fig. 8. Returning force at inclination angle (5°).

일한 조건에서 귀환력이 2°에서 보다 증가하여 각각 0.65, 2.1, 4.14, 6.75 m/sec², 경사각 4°인 Fig. 7에서는 0.83, 2.73, 5.39, 8.8 m/sec², 경사각 5°인 Fig. 8에서는 1.0, 3.32, 6.57, 10.75 m/sec²로 계산되었다. 따라서 경사각이

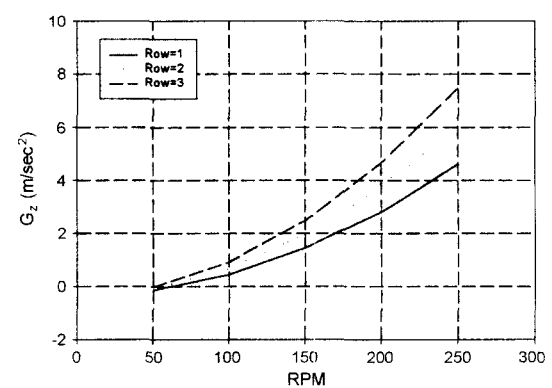


Fig. 9. Returning force by RPM.

2° 이상에서는 회전속도를 60 rpm 이상으로 하면 작동이 가능함을 알 수 있다.

그리고 Fig. 9는 경사각 2°에 대해 1열, 2열 및 3열에서 회전속도에 따른 귀환력을 나타낸 것으로 직경이 D(1)=377.5 mm인 첫 번째 열에서는 회전속도 50, 100, 150, 200 및 250 rpm에서 가속도단위로 각각 -0.14, 0.45, 1.44, 2.82, 4.6 m/sec²이지만, D(2)=489.82 mm인 두 번째 열에서는 -0.09, 0.68, 1.96, 3.74 및 6.02 m/sec²로 계산되었고, D(3)=615.1 mm인 세 번째 열에서는 -0.03, 0.91, 2.47, 4.65, 7.46 m/sec²로 계산되었다. 최소의 경사각인 2°에서 작동이 가능한 최소회전속도는 귀환력 0이 되는 60 rpm 이상으로 볼 수 있다. 따라서 회전속도를 100 rpm 이상으로 운전하는 것으로 하고 경사각을 2°로 하면 모든 열에서도 작동유체의 귀환력을 얻는 것이 가능함을 알 수 있으며, 경사각을 증가시킬수록 귀환력이 증가하지만 경사각이 커질수록 제작이 어려워지므로 경사각은 최소값으로 선정하였다.

3. 실험장치 및 방법

3-1. 히트파이프 요소 및 열교환기

히트파이프 요소는 알루미늄 파이프내에 동파이프를 삽입한 후 알루미늄 파이프를 전조작업하여 원형 형성시켰으며, 동파이프의 규격은 Table 1에 나타낸 바와 같이 내경 23.6 mm, 외경 25.2 mm, 그리고 외부의 알루미늄 파이프의 내경은 25.2 mm이고 외경은 28.2 mm로 하였다. 외부 알루미늄원은 두께 0.37 mm, 높이 11.5 mm, 간격 2.5 mm로 단위 히트파이프 요소당 모두 250 개의 원을 형성시켰다. 그리고 히트파이프의 길이는 원이 부착된 유효길이가 825 mm이고, 증발부와 응축부의 길이는 390 mm로 동일하게 하였으며, 작동유체의 주입량은 전체적의 20%로 하였다.

3-2. 실험장치

Fig. 10은 회전형 히트파이프 열교환기의 성능실험장

Table 1. Specification of heat pipe element.

	Evaporator	Condenser
Length	390 mm	390 mm
In/Outside dia. Cu tube	23.6/25.2 mm	
In/Outside dia. Al pipe	25.2/28.2 mm	
Fin dia. th. pitch	50.5, 0.37, 2.5 mm	
Material of HP tube	Copper	
Working fluid	Water	
Inclination angle	2°	
Total HP number	60	
Arrangement	Triangular pitch	

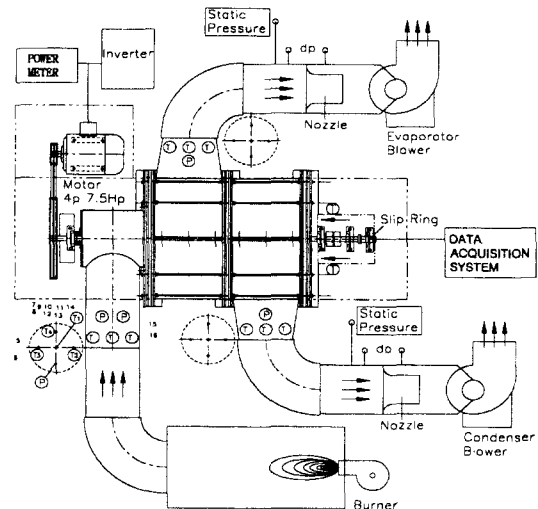


Fig. 10. Schematic diagram of experimental apparatus.

치 구성도이며 주요 구성요소는 중온의 배가스열발생 및 공기 공급장치, 열교환기의 회전장치 및 속도조절용 인버터, 온도 및 압력손실측정장비 및 기록장비 등으로 구성하였다. 증발부에 배가스열의 온도를 160°C에서 220°C까지 공급하기 위해 Baltur사의 건타입 버너를 사용하였으며, 응축부에 공급되는 냉각용 공기는 상온의 대기를 사용하였다. 그리고 배가스 및 공기의 유속변화는 각 닥트의 출구측에 부착된 송풍기의 임펠라 회전수를 변화시켜 조절하였으며, 열교환기의 회전속도를 75 rpm~200 rpm까지 제어하기 위해 7.5마력의 3상 유도전동기에 인버터를 부착하여 사용하였다. 증발부 및 응축부 열교환량 계산을 위한 온도측정은 증발부 및 응축부 닥트의 입출구에 각각 5개씩 20개의 K-type 온도센서를 설치하였으며, 히트파이프 요소의 표면온도분포측정을 위해 Michigan Scientific사의 16채널 슬립링을 설치하였다.

그리고 배가스 및 공기의 유량은 Seltra-T사의 Nozzle 직경이 8"와 5"인 노즐을 증발부와 응축부의 출구 닥트 중간에 설치하고 배가스 및 공기출구 닥트에 설치된 노즐 양쪽의 차압을 측정하여 유속을 계산하였다. 또한 유체의 온도 및 노즐에서의 차압은 IOtech사의 DasyLab software와 14채널의 온도보드 3개와 14채널의 압력보드 1개를 사용하여 기록 저장하였다.

3-3. 실험방법

회전형 히트파이프의 성능에 영향을 주는 인자로는 히트파이프의 설치경사각도, 회전속도, 배가스온도, 배가스 및 공기의 유속 등으로 볼 수 있다. 따라서 히트파이프 열교환기의 설치경사각은 2°, 작동유체의 주입량은 20%

로 일정하게 하고, 실험의 변수로는 열교환기의 회전속도와 증발부 입구의 배가스온도, 응축부의 유속 등을 변화시켜 열전달특성값을 도출하고자 하였다.

회전속도로는 73, 112, 151, 172 및 200 rpm으로 하고, 배가스의 온도는 160°C에서 220°C, 그리고 응축부의 전면 공기유입속도로는 1.8 Nm/sec, 2.0 Nm/sec 및 2.2 Nm/sec로 하였으며, 증발부의 전면속도는 1.3 Nm/sec로 하였다. 이와 같은 조건에서 회전형 히트파이프 열교환기의 증발부와 응축부 표면의 온도, 증발부와 응축부 입출구 온도를 측정하여 열교환량 및 총괄열전달계수를 구하여 설계자료를 도출하고자 하였다.

4. 성능실험결과 및 고찰

4-1. 열교환량

4-1-1. 배가스온도에 따른 열교환량

Figs. 11, 12 및 Fig. 13은 응축부의 유입공기온도가 20°C인 대기를 사용하고 전면유속을 1.8 Nm/sec, 2.0

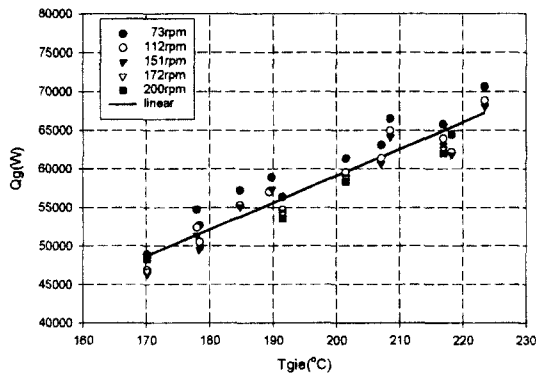


Fig. 11. Heat transport rate vs. exhaust gas temperature (v=1.8 Nm/sec).

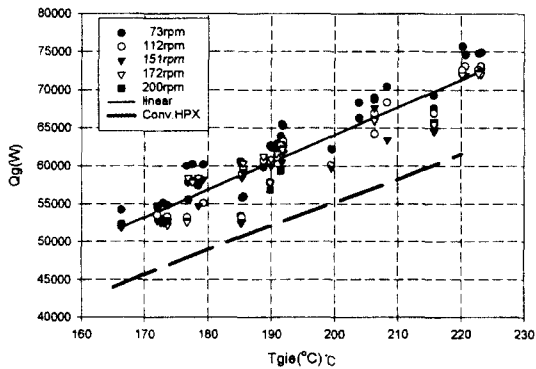


Fig. 12. Heat transport rate vs. exhaust gas temperature (v=2.0 Nm/sec).

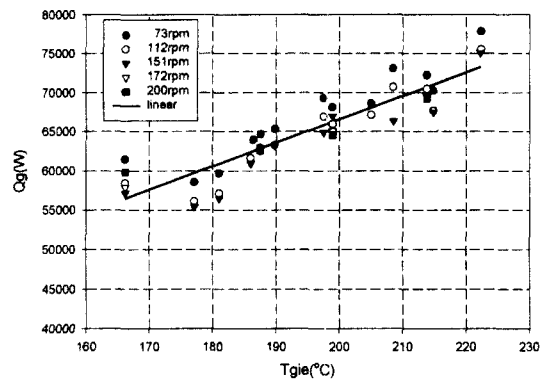


Fig. 13. Heat transport rate vs. exhaust gas temperature (v=2.2 Nm/sec).

Nm/sec 및 2.2 Nm/sec로 하여, 증발부에 배가스의 온도를 변화시켰을 경우의 열교환량을 나타낸 것이다. 각 그림에서 알 수 있는 바와 같이 배가스열의 온도가 클수록 열교환량은 증가하며, 유속이 1.8 Nm/sec에서는 배가스온도가 170°C일 때는 48,000 W에서 배가스 온도가 223°C일 때는 70,000 W까지 변화하고, 유속이 2.0 Nm/sec에서 배가스온도가 165°C일 때는 54,000 W에서 배가스온도가 223°C일 때는 75,000 W까지 변화하고, 유속이 2.2 Nm/sec에서는 가스온도가 165°C일 때는 60,000 W에서 배가스온도가 223°C일 때는 76,000 W까지 변화하고 있다. 유속을 1.8 Nm/sec에서 2.2 Nm/sec로 증가시키면 열교환량은 대류열전달효과의 향상에 의해 약 10% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 열교환량은 증발부 입출구의 배가스평균온도, T_{gic} 및 T_{goc} 와 배가스의 입출구평균온도의 정압비열, C_{pg} 및 노즐의 차압에 의해 산출된 배가스량, m_g 로부터 다음의 식으로 계산하였다.

$$Q_g = m_g C_{pg} (T_{gic} - T_{goc}) \tag{11}$$

여기서 C_{pg} 의 값은 연소용 가스의 구성인자인 N_2 , CO_2 , H_2O , SO_2 등의 구성비와 공기과잉비에 의해 온도의 함수로 수식화한 식을 사용하였다.

Fig. 12에서 굵은 점선은 동일한 전열면적을 갖는 기존 열교환기에서의 교환열량을 Briggs의 식 (12)를 사용하여 계산한 값을 나타낸 것으로 회전형 열교환기의 성능이 16% 정도 높게 나타나고 있는데 이것은 회전을 시킴으로서 열전달효과가 증가하는 것으로 판단된다.

$$Nu = 0.1378 Re^{0.718} Pr^{1/3} (S_f/L_f)^{0.296} \tag{12}$$

4-1-2. 회전속도에 따른 열교환량

Fig. 14는 공기유속을 2.0 Nm/sec로 하고, 열교환기의 회전속도를 변화시켰을 경우의 열교환량을 나타낸 것으

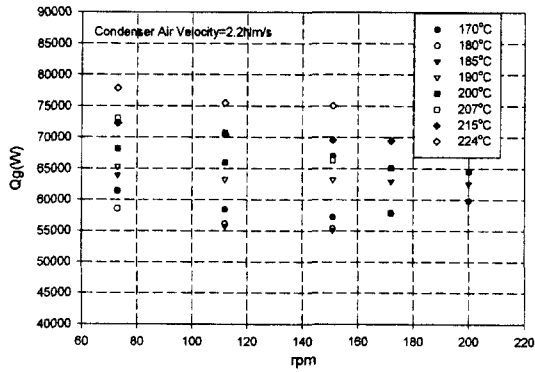


Fig. 14. Heat transport rate v.s. RPM (v=2.0 Nm/sec).

로 배가스온도가 클수록 열교환량은 증가하지만, 회전속도에 따른 열교환량의 영향은 회전속도가 73 rpm에서 가장 크게 나타났으며, 회전속도를 증가시킬수록 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 회전속도가 증가할수록 원심력도 증가하여 귀환력은 증가하지만, 히트파이프요소가 회전축을 중심으로 회전하므로 히트파이프요소의 응축부 내표면에서 응축하여 형성되는 액막상태의 액체가 중심축에서 먼 쪽으로 원심력에 의해 물리는 현상도 커지므로 증발부로부터 귀환하는 작동유체가 증발부의 일부에서만 증발하게 되는 현상이 발생되어 감소하는 현상이라고 할 수 있다. 따라서 작동유체의 귀환력이 가능하다면 회전속도는 크지 않게 하는 것이 바람직하다.

4-2. 총괄열전달계수

4-2-1. 배가스온도에 따른 총괄열전달계수

Fig. 15는 응축부에 유입되는 공기유속을 2.0 Nm/sec로 하고, 증발부에 유입되는 배가스의 온도를 변화시켰을 경우의 총괄열전달계수의 변화를 나타낸 것으로 총

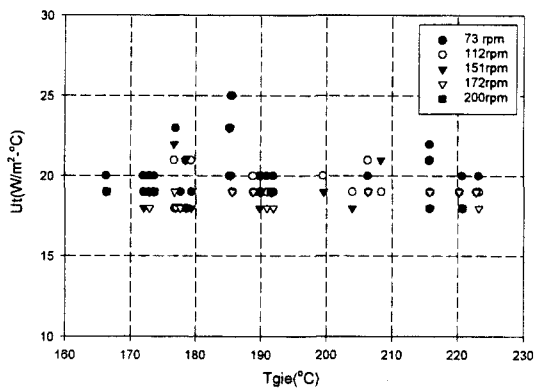


Fig. 15. Overall heat transfer coefficient (v=2.0 Nm/sec).

괄열전달계수값은 배가스의 온도에는 영향이 별로 없으나, 회전속도에 따라 18 W/m²·°C에서 22 W/m²·°C 범위로 계산되었다. 여기서 총괄열전달계수는 (13)식과 같이 열교환량 Qg, 증발부의 전열면적 Af와 (14)식의 대수평균온도차 Lmtd로부터 계산하였다. 여기서 Lmtd의 계산은 증발부와 응축부의 입출구온도로부터 계산하였으므로, 증발부전열면적을 기준으로 하여 총괄열전달계수를 산출하였으며, 전열면적의 계산은 나관부분의 전열면적과 radial fin의 전열면적에 유효율을 고려한 유효전열면적을 사용하였다. 여기서 유효율은 핀 재료의 열전도율과 대류열전달 계수의 함수로 하여 계산하였다^[10].

$$U_t = \frac{Q_g}{A_g Lmtd} \tag{13}$$

$$Lmtd = \frac{(T_{gic} - T_{aoc}) - (T_{goc} - T_{aic})}{\ln[(T_{gic} - T_{aoc}) / (T_{goc} - T_{aic})]} \tag{14}$$

4-2-2. 회전속도에 따른 총괄열전달계수

Fig. 16은 공기유속을 2.0 Nm/sec로 하고, 배가스온도에 따라 회전속도를 변화시켰을 경우의 총괄열전달계수값의 변화를 나타낸 것으로, 배가스온도에 따라 다소 차이는 있지만 거의 유사하여 겹쳐져 표시되었으며, 회전속도가 커질수록 총괄열전달계수값이 22 W/m²·°C 내지 18 W/m²·°C로 약간 감소하고 있다. 이와 같이 회전속도 증가에 따라 총괄열전달계수값이 감소하는 것은 회전속도가 커지면 상대적인 Reynolds number가 커지므로 대류열전달계수값이 증가하여 총괄열전달계수값이 증가하여야 하나 회전형 히트파이프 요소에서의 작동유체가 원심축에서 먼 쪽으로 물리면서 유효전열면적이 상대적으로 감소하여 발생하는 현상으로 생각된다.

4-3. 히트파이프 표면온도분포

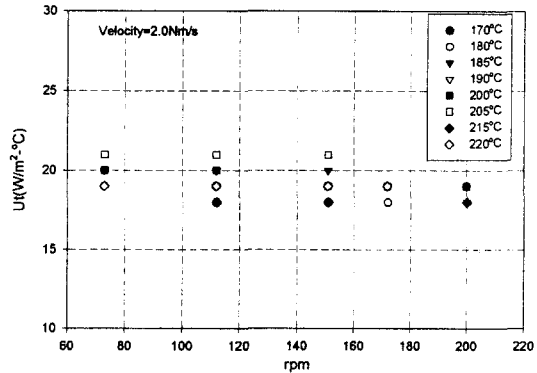


Fig. 16. Overall heat transfer coefficient by RPM (v=2.0 Nm/sec).

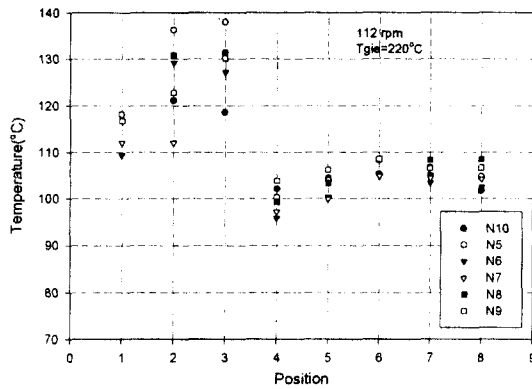


Fig. 17. Surface temperature at evaporator and condenser of heat pipes in different positions.

Fig. 17은 증발부의 배가스 유입속도 1.3 Nm/s 및 응축부 공기 유입속도 2.0 Nm/sec에서 회전속도를 112 rpm으로 하였을 경우의 증발부와 응축부의 1열, 2열, 3열에 위치한 히트파이프요소의 표면에 열전대를 부착하여 배가스입구온도 220°C에서의 히트파이프의 표면온도분포를 나타낸 것이다. 위치 1에서 3은 증발부, 위치 4에서 8은 응축부의 표면온도이며, Fig. 18에 표시한 바와 같이 N5는 1열, N6는 2열, N10은 3열을 나타내며, N7, N8 및 N9는 2열에 부착한 것으로 N6에 대해 반시계방향으로 90° 간격의 표면온도이다. 여기서 증발부와 응축부의 표면온도차는 23~30°C로 나타났으며, 이때의 히트파이프요소 하나당의 교환열량은 880 W~1200 W로서 히트파이프요소의 열저항은 0.025~0.026°C/W로 계산되었다.

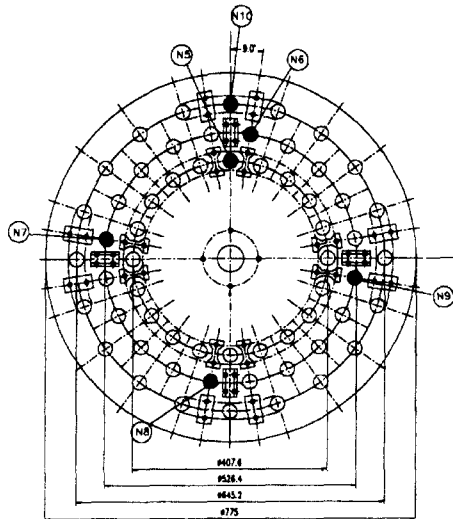


Fig. 18. Temperature measurement position.

5. 결 론

회전형 히트파이프 열교환기의 설계기술을 확립하고자 이론해석기술을 개발하고 증고온의 히트파이프요소 60개를 회전중심축에 2°의 경사각을 갖는 회전형 열교환기의 시제품을 설계 및 제작하여 성능실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 회전형 히트파이프 열교환기에서 설계의 주요인자인 설치경사각, 회전속도 및 포화온도에 해석결과 설치각도와 회전속도가 클수록 귀환력이 증가하며, 회전속도와 직경에 따라 최소 회전직경이 존재하는 것으로 확인되었다.

2) 최소회전직경 377.5 mm에서는 회전속도가 50 rpm에서 작동유체의 귀환력이 발생되지 않았고 회전속도가 100 rpm에서는 경사각 2°에서 작동이 가능한 0.45 m/sec²의 가속도가 생성됨을 알 수 있었고, 경사각 2° 이상에서는 회전속도를 60 rpm 이상으로 하면 작동이 가능함을 알 수 있다.

3) 회전형 히트파이프 열교환기의 성능실험결과에서 상관식으로부터 도출한 기존 열교환기의 값과 비교하여 회전형이 16% 정도 우수한 성능을 보이는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 1999년 산업자원부 에너지·자원기술개발사업 연구비에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

사용기호

A_g	: 증발부의 표면적(m ²)
r	: 히트파이프 반경(m)
R	: 히트파이프단의 반경(m)
m_g	: 배가스량
T_{aic}, T_{aoc}	: 공기의 입출구 온도(°C)
T_{gic}, T_{goc}	: 배가스의 입출구 온도(°C)
Q_g	: 열교환량
C_{pg}	: 정압비열(Kcal/kg °C)
h_{fg}	: 액막의 증발잠열(kcal/kg)
α	: 히트파이프의 경사각
ω	: 히트파이프의 회전각속도
g	: 중력가속도(m/sec ²)
G_c	: 원심가속도
L_f	: 흰 높이(m)
S_f	: 흰 간격(m)
L_{mid}	: 대수평균 온도차

U_i : 총괄열전달계수

참고문헌

1. Bontemps, A., Goubier, C., Marquet, C. and Solecki, J.C.: "Theoretical Analysis of Revolving Heat Pipe", Japan Heat Pipe Association, Sept. (1986).
2. Curtila, R. and Chataig, T.: "Experimental Study of a Revolving Heat Pipe", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conference. Tsukuba, Japan (1984).
3. Okino, T., Tanaka, S. and Maezawa, S.: "Heat Transfer Characteristics of Parallel Rotating Heat Pipe", Technology Reports of the Sekai University, No. 42. (1986).
4. Niekawa, S. and Matsumoto, K.: "Performance of Revolving Heat Pipes and Application to a Rotary Heat Exchangers", 7th IHPC, pp. 225-234 (1990).
5. Amir Faghri: "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis (1995).
6. Vasiliev, L. L.: "Study of a Heat Pipes Transfer Process in the Condensation Zone of Rotating Heat Pipes", Heat Recovery Systems, 3(4), 281 (1988).
7. 이기우, 박기호, 전원표, 이계중: "히트파이프 이용 회전형 열교환기 개발", 산업자원부연구보고서 (1999).
8. 이기우, 박기호, 전원표, 이계중: "히트파이프 회전형 열교환기의 성능에 관한 연구", 공기조화냉동공학회 99 하계학술발표회 논문집, 31 (1999).
9. 박기호, 이기우, 이계중, 전원표: "동관-알루미늄핀 회전형 열교환기의 성능에 관한 연구", 대한기계학회 2000 춘계학술대회논문집B, 7 (2000).
10. D.Q. Kern: "Process Heat Transfer", International Student Edition (1950).