

연료전지 냉각용 헬리컬 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능 향상에 관한 연구

조 동 현[†]
(대진대학교)

A Study on the Improvement of Efficiency of Heat Transfer of Double Pipe Heat Exchanger with Helical Insert Device on Cooling of a Fuel Cell

Dong-Hyun CHO[†]
(Daejin University)

Abstract

The present study was conducted on the improvement of the heat transfer performance of double pipe heat exchangers with helical insert device. Double pipe heat exchangers with helical insert device were studied for improvement of the heat transfer performance of double pipe heat exchangers with helical insert device and plain double pipe heat exchangers were also studied to comparatively analyze heat transfer performance. Experimental results were derived on changes in the Reynold's numbers of the cooling water flowing in helical and plain double pipe heat exchangers and changes in the heat flux of the air. Thereafter, to verify the reliability of the experimental results, the theoretical total energy and the experimental total energy were comparatively analyzed and the following results were derived. The thermal energy of the calorie lost by the hot air and that of the calorie obtained by the cooling water were well balanced. The experiments of plain double pipe heat exchangers and double pipe heat exchangers with helical insert device were conducted under normal conditions and the theoretical overall heat transfer coefficient value and the experimental overall heat transfer coefficient value coincided well with each other. In both plain double pipe heat exchangers and double pipe heat exchangers with helical insert device, heat transfer rates increased as the cooling water flow velocity increased. Under the same experimental conditions, the heat transfer performance of double pipe heat exchangers with helical insert device was shown to be higher by approximately 1.5 times than that of plain double pipe heat exchangers.

Key words : Double pipe heat exchanger with helical insert device, Heat transfer performance, Improvement of efficiency, Cooling of a fuel cell

I. 서론

이중관 열교환기는 대표적인 열교환기 종류 중 하나로(Smithberg, 1964), 특히 냉동공조 산업분야에서는 각종 증발기, 응축기 및 과냉각기 등으로 널리 사용되고 있다(Park, J. U., 2005). 이중관 열

교환기는 외측튜브와 내측튜브로 구성되어 있으며, 열교환기의 용도 및 목적에 따라 여러 가지 형태의 내측튜브가 생산되고 있다(Lim, T. W., 2002). 최근 연료전지와 디젤엔진의 냉각기 등에 활용도가 높아지고 있다. 이중관 열교환기 내측 튜브 성능에 관한 실험적 연구로 Thorsen(1968)은

[†] Corresponding author : 031-539-1973, chodh@daejin.ac.kr

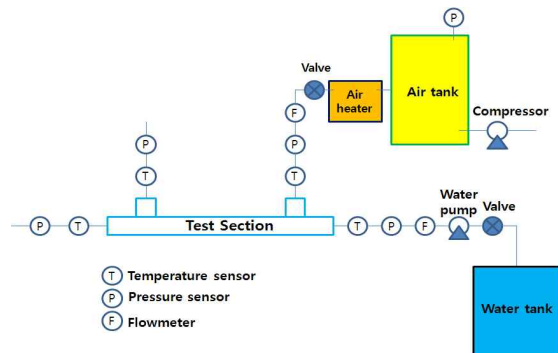
내측튜브로 나선과형관을 사용하였고, 관 내측은 냉수가 관 외측은 온수가 흐르도록 장치를 구성하고, 나선과형관의 골 깊이와 피치에 따른 마찰계수 및 열전달 계수 상관식을 제시하였다. 내측 튜브로 나선홈관을 이용한 연구는 Garimella & Christensen(1995)에 의해 수행되었다. 저자들은 나선홈관의 경우, 나선홈의 강력한 소용돌이 (swirl) 효과로 인해 층류에서 난류로의 전이가 낮은 Re수($310 < Re < 1000$)에서 일어난다고 보고하였다. 또한, Nu수를 마찰계수와 기하학적 변수의 함수로 제안하였고(Lim, T. W., 2002), 평활관보다 층류에서는 4~20배 증가하였고, 난류에서는 1.1~4.0배까지 증가했다고 보고하였다. Fan(1979)은 나선과형관과 나선홈관에 대한 압력강하 및 전열성능에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 작동유체는 물을 사용하였고, 외측과 내측튜브는 모두 동관이며, 외측튜브 내경은 25.2mm, 내측튜브의 외경은 9.5~15.8mm였다. 저자들은 나선홈관의 마찰계수와 Nu수가 나선과형관보다 큼을 보고하였다. Bergles(1969)은 이중관형 열교환기와 유사한 형태의 단일직관 Shell&Tube 열교환기에 대한 해석적 연구를 수행하였다. 열전달 향상을 위하여 외측과 내측튜브 사이에 Baffle을 삽입하였고, Baffle 개수에 따른 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 위해 격자(mesh) 생성 전용 도구인 ICEM CFD를 이용하여 정렬격자인 헥사 격자로 구성하였으며(Chyu, 1997), 상용 프로그램인 Fluent 6.3을 이용하였다. 문헌 조사 결과, 나선과형관과 나선홈관에 대한 연구는 다수 논문이 존재하였으나, Finned 튜브에 관한 실험적 연구는 거의 찾기가 어려웠으며, 수치 해석적 연구 또한 거의 진행되지 않았다. 본 연구에서는 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능 향상에 관하여 연구하였다. 그리고 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능 향상을 위해 나선형 인서트디바이스에 대하여 연구를 수행하고, 열전달 성능을 비교·분석하기 위하여 평관형 이중관열교환기에 대하여도 연구를 수행하

였다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 유동하는 냉각수의 레이놀즈수 변화와 공기의 열플럭스 변화에 대하여 실험결과를 도출하였다. 그리고 실험결과와 신뢰성을 검증하기 위해 이론 총괄열전달계수와 실험 총괄열전달계수를 비교·분석하였다.

II. 실험장치 및 방법

1. 실험장치

[Fig. 1]은 연료전지 냉각용 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능장치의 개략도를 나타낸다.



[Fig. 1] Schematic diagram of experimental apparatus of double pipe heat exchanger with helical insert device



[Fig. 2] Experimental apparatus of double pipe heat exchanger with helical insert device

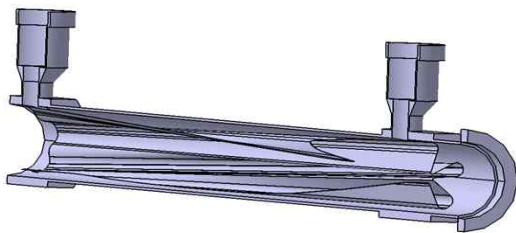
그리고 [Fig. 2]는 연료전지 냉각용 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능장치

이다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 실험장치는 시험구간, 공기압축기, 공기탱크, 공기유량제어밸브, 오리피스 공기유량 측정장치, 공기수송배관으로 구성된 공기 공급장치와 공기 유량제어장치와 500W 용량의 열발생 히터와 열공급량을 제어하는 슬라이더스와 시험구간 입·출구에 설치한 Pt 100Ω 온도센서로 구성된 온도측정기, 온도기록계와 시험구간에 공급하는 냉각수 순환배관과 냉각수 유량계와 냉각수 입·출구 온도측정장치로 구성하였다. [Fig. 3]은 시험구간인 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기를 나타낸다.



[Fig. 3] Double pipe heat exchanger with helical insert device

그리고 [Fig. 4]는 연료전지 냉각용 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 내부 단면을 나타내고, [Fig. 5]는 연료전지 냉각용 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기 내부의 나선형 인서트디바이스를 나타낸다.



[Fig. 4] Cross section of double pipe heat exchanger with helical insert device

그리고 [Fig. 6]은 연료전지 냉각용 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기 내부의 나선형 인서트디바이스의 단면을 나타낸다. 나선형 인서트

디바이스 이중관열교환기의 총 길이는 160mm이며, 내부관은 직경이 9.5mm이며, 외부관은 12.7mm이다.



[Fig. 5] Helical insert device



[Fig. 6] Cross section of helical insert device

그리고 내부관은 [Fig. 5]에 나타낸바와 같이 나선형 인서트디바이스형으로 하여, 나선형 인서트디바이스에서 발생하는 와류유동과 전열면적 증가로 열전달 성능이 향상되도록 구성하였다. 그리고 나선형 인서트디바이스관의 열전달 성능을 비교하기 위해 내부관이 평관에서도 실험을 수행하였다. 시험구간에 공급하는 공기공급장치는 [Fig. 1]에 나타낸바와 같이 5HP용량의 공기압축기를 작동하여 압축된 공기를 공기탱크로 보내어 공기탱크에서 압축된 공기를 저장한다. 공기탱크에 연결된 공기수송 배관에 설치한 공기 유량제어밸브를 열어서 공기수송배관을 통해 시험구간에 공급한다. 공기 유량제어밸브를 통해 시험구간에 공급되는 공기는 오리피스유량계를 이용하여 공기유량을 측정하고, 오리피스유량계를 통과한 공기는 500W 용량의 공기가열기를 통과하면서 유동하는 공기에 열을 공급하여 공기 온도를 상승시킨다. 온도가 상승된 공기는 공기 온도측정기에서 공기온도가 측정된 후 고온의 공기가 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급된다. 고온의 공기가 나선형 인서트디바이스

이중관열교환기에 유동하면서 냉각수와 열교환이 되어 열을 잃고 저온의 공기가 되어 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기 출구로 유동된다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기 출구에서 유동하여 나온 저온의 공기는 공기 온도측정기에서 공기온도가 측정된 후 외부로 배출된다. 그리고 냉각수는 냉각수탱크에 일정한 온도로 저장된 냉각수를 냉각수펌프에 의해 냉각수 배관을 통해 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 냉각수가 공급된다. 물탱크에 연결된 냉각수 배관에 냉각수 유량제어밸브를 설치하여 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급하는 냉각수유량을 제어하도록 구성하였다. 그리고 냉각수 측정용 질량유량계를 설치하여 냉각수 유량을 측정하였다. 그리고 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기 입·출구에 냉각수 온도측정용 Pt 100Ω 온도센서를 설치하여 온도를 측정하였다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 외부는 주위로 열손실을 방지하기 위하여 시험구간과 공기수송배관에 50mm 두께의 단열보온재로 단열하여 열손실을 방지하였다.

2. 실험방법

나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급하는 고온의 공기 유량은 직경 10mm의 오리피스 유량계에서 측정하였다. 공기유량제어밸브에서 시험구간에 공급되는 유량은 0~10m³/s 범위에서 실험할 수 있도록 구성하였다. 그리고 시험구간의 입·출구 공기온도는 Pt 100Ω 온도센서를 시험구간 입·출구에 각각 6점을 설치하여 온도를 측정하고 평균값을 구하였다. 시험구간에 공급되는 공기온도는 500W 용량의 열공급 히터와 공기유량을 제어하여 온도범위를 제어하였다. 열공급 히터의 열공급량은 슬라이드스를 설치하여 제어하였다. 슬라이드스에서 열공급히터의 공급열량은 0~500W의 범위에서 제어하였다. 이와 같이 열공급 히터와 공기유량을 제어하여 시험구간에

공급되는 공기온도는 30~300℃ 범위에서 실험할 수 있도록 구성하고, 실험을 수행하였다. 그리고 시험구간에 공급되는 냉각수는 질량유량계를 설치하여 냉각수유량을 측정하였다. 냉각수 유량은 0.1~3L/min의 범위에서 실험할 수 있도록 구성하였다. 그리고 시험구간 입·출구의 냉각수 온도는 인서트디바이스 이중관열교환기 입·출구에 각각 3점의 Pt 100Ω 온도센서를 설치하여 온도를 측정하고, 평균값을 구하였다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서 모두는 냉점을 통하여 보정하였다. 이와 같이 하여 인서트디바이스 이중관열교환기에 설치된 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1℃까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.

III. 결과 및 고찰

1. 열에너지 균형

[Fig. 7]은 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에서 고온의 공기가 잃은 열량(Q_a)와 냉각수가 얻은 열량(Q_w)을 나타낸다. 실험은 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에서 실험한 결과이다. 고온공기에 열공급량은 20~100W 범위에서 실험을 수행하였으며, 공기공급압력은 0.1~3kg/cm²에서 인서트디바이스 이중관열교환기에 공기를 공급하였다. 그리고 공기의 온도는 30~150℃ 범위에서 실험을 수행하였다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 20℃로 일정하게 유지하였으며, 냉각수 유량은 0.1~3L/min의 범위에서 실험을 수행하였다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급되는 공기의 질량유량과 냉각수의 질량유량은 식(1)과 식(2)를 이용하여 구하였다.

$$m_a = \rho_a A_i V_a \quad (1)$$

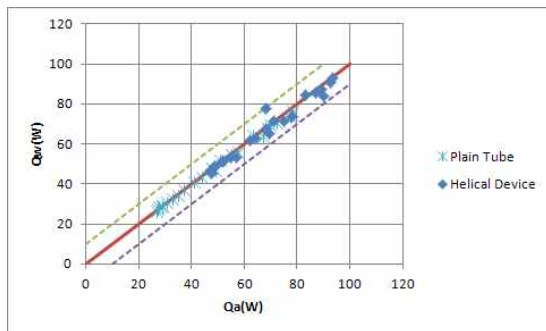
$$m_w = \rho_w A_w V_w \quad (2)$$

여기서, m_a 는 공기 질량유량(kg/s)이고, ρ_a 는 공기밀도(kg/m³), A_i 는 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기의 내부관의 단면적(m²), V_a 는 공기 유속(m/s)를 나타낸다. 그리고 m_w 는 냉각수질량 유량(kg/s)이고, ρ_w 는 냉각수 밀도(kg/m³), A_o 는 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기의 공기유동 단면적(m²), V_w 는 냉각수유속(m/s)을 나타낸다. 인서트이바이스 이중관열교환기에서 고온공기가 잃은 열량(Q_a)은 식(3)과 같으며, 냉각수가 얻은 열량(Q_w)은 식(4)에 의해 구했다.

$$Q_a = m_a c_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (3)$$

$$Q_w = m_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (4)$$

여기서 $c_{p,a}$ 와 $c_{p,w}$ 는 공기와 냉각수의 비열(J/kgK)을 나타내고, $T_{a,i}$ 와 $T_{a,o}$ 는 고온공기의 입·출구온도(K)를 나타내고, $T_{w,i}$ 와 $T_{w,o}$ 는 냉각수의 입·출구온도(K)를 나타낸다. [Fig. 7]의 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기에서 실험한 결과에 나타난 바와 같이 고온공기가 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 열에너지 균형은 $\pm 5\%$ 범위에서 잘 일치하였다. 실험결과로부터 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기에서 열에너지 균형은 $\pm 5\%$ 범위에서 잘 일치하므로 실험이 정상적으로 수행된 것으로 사료된다.



[Fig. 7] Heat balance of test section for plain and double pipe heat exchanger with helical insert device

2. 총괄열전달계수

[Fig. 8]은 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기의 이론 총괄열전달계수(U_{th})와 실험 총괄열전달계수(U_{exp})를 비교한 결과를 나타낸다. 고온 공기에 열공급량은 45W, 60W, 90W의 3가지 열공급량 조건에서 실험을 수행하였으며, 공기 공급압력은 3kg/cm²에서 시험구간에 공기를 공급하였다. 그리고 공기의 온도는 90℃범위에서 실험을 수행하였다. 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 20℃로 일정하게 유지하였으며, 냉각수 유량은 0.1~3L/min의 범위에서 실험을 수행하였다. 식(5)는 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기에서 냉각수의 레이놀즈수(Re)를 나타낸다.

$$Re = \frac{\rho_w V_w D_h}{\mu_w} \quad (5)$$

여기서 ρ_w 는 냉각수의 밀도(kg/m³)이고, μ_w 는 냉각수의 점성계수(Ns/m²)를 나타낸다. 그리고 D_h 는 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기의 수력직경(m)이며, 수력직경은 식(6)에 의해 구했다.

$$D_h = \frac{4A_a}{P} \quad (6)$$

여기서 P 는 접수길이(m)를 나타낸다. 나선형 인서트이바이스 이중관열교환기의 이론 총괄열전달계수는 식(7)로 구했다(Incropera, etc. 2014).

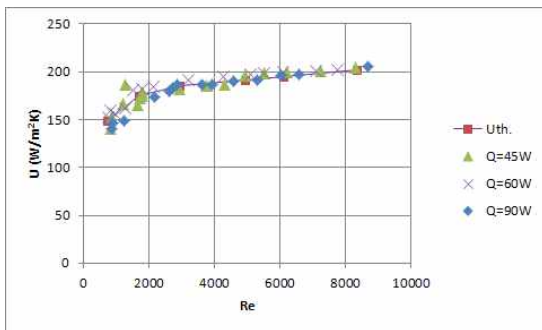
$$U_o = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + [(1/2k)](D_o \ln(D_o/D_i) + 1/h_o)} \quad (7)$$

여기서 h_i 는 관 내부 공기측 대류열전달계수(W/m²K)이고, h_o 는 관 외부 냉각수측 대류열전달계수(W/m²K)를 나타낸다. 그리고 실험 총괄열전달계수(U_{exp})는 식(8)로 구했다.

$$U_{exp} = \frac{(Q_a + Q_w)/2}{A_o \Delta T_{lm}} \quad (8)$$

여기서 ΔT_{lm} 은 대수평균온도차(K)를 나타낸다.

[Fig. 8]은 식(7)에서 구한 이론 총괄열전달계수값과 실험데이터를 식(8) 대입하여 구한 실험 총괄열전달계수값을 나타낸다. [Fig. 8]에 나타낸 바와 같이 열전달율이 45W, 60W, 90W의 실험조건과 레이놀즈수의 전 구간에서 이론 총괄열전달계수값과 실험 총괄열전달계수는 비교적 잘 일치하였다. 그러므로 [Fig. 7]의 결과로부터 고온공기가 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 열에너지 균형이 잘 일치하고 [Fig. 8]로부터 이론 총괄열전달계수값과 실험 총괄열전달계수는 비교적 잘 일치하므로 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 실험은 정상상태에서 정상적으로 수행되었으며, 이와 같은 실험결과로 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 실험값은 신뢰할 수 있는 것으로 사료된다.



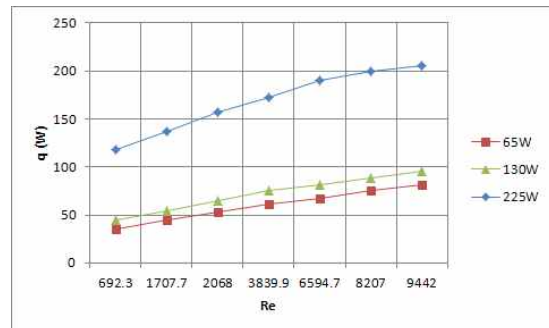
[Fig. 8] Predicted and measured overall heat transfer coefficients vs. Reynolds number

3. 열전달 성능

[Fig. 9]는 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 냉각수의 레이놀즈수의 변화에 대한 열전달 성능을 나타낸다. 고온공기에 열공급량은 65W, 130W, 225W의 3가지 열공급량 조건에서 실험을 수행하였으며, 공기 공급압력은 3kg/cm^2 에서 시험구간에 공기를 공급하였다. 그리고 공기의 온도는 90°C 범위에서 실험을 수행하였다. 나

선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 20°C 로 일정하게 유지하였으며, 냉각수 유량은 $0.1\sim 3\text{L/min}$ 의 범위에서 실험을 수행하였다. [Fig. 9]의 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 실험결과에 나타낸 바와 같이 냉각수의 유속이 증가할수록 열전달율이 증가하였다. 그리고 열플럭스가 증가할수록 열전달율이 증가하였다. 열플럭스가 증가할수록 열전달율 증가 구배가 크게 나타났다. 이와 같은 실험결과로부터 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달특성은 냉각수의 레이놀즈수가 증가와 열플럭스의 증가에 많은 영향을 받으며, 열전달 성능이 증가하는 것으로 사료된다.

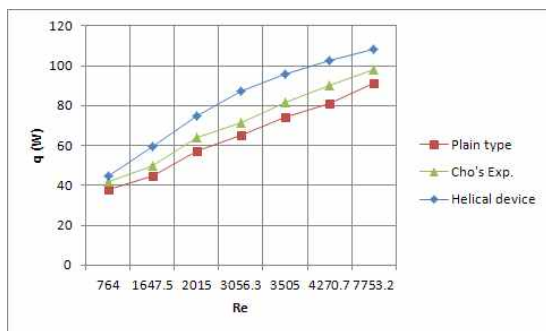
[Fig. 10]은 평관형 이중관열교환기, 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기와 Cho(2015)의 덤플형 이중관열교환기의 냉각수의 레이놀즈수의 변화에 대한 열전달 성능을 나타낸다. 고온공기에 열공급량은 130W의 열공급량 조건에서 실험을 수행하였으며, 공기 공급압력은 3kg/cm^2 에서 시험구간에 공기를 공급하였다.



[Fig. 9] Heat transfer performance vs. Reynolds number

그리고 공기의 온도는 90°C 범위에서 실험을 수행하였다. 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 20°C 로 일정하게 유지하였으며, 냉각수 유량은 $0.1\sim 3\text{L/min}$ 의 범위에서 실험을 수행하였다. [Fig. 10]의 실험결과에 나타낸 바와 같이 나선형 인서트디바이스 이중관

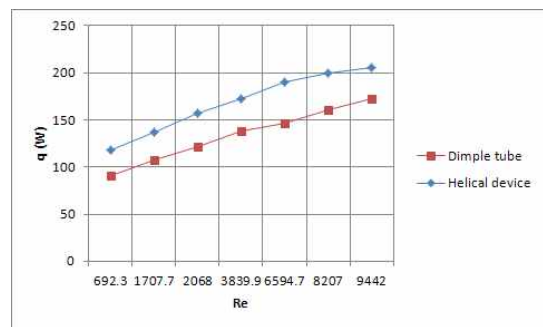
열교환기는 냉각수의 유속이 증가할수록 열전달율이 증가하였다. 그리고 열플럭스가 증가할수록 열전달율이 증가하였다. 동일한 실험조건에서 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능이 평관형 이중관열교환기보다 1.5배 정도 높게 나타났다. 그리고 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능이 댄플형 이중관열교환기보다 1.3배 정도 높게 나타났다. 그리고 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기는 레이놀즈수가 증가할수록 열전달 성능 증가 폭이 크게 나타났다. 나선형 인서트디바이스에서 발생하는 와류유동과 전열면적 증가에 의해 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능이 평관형 이중관열교환기보다 높게 나타나는 것으로 사료되며, 레이놀즈수가 증가할수록 와류유동 강도와 난류유동 강도가 증가하여 열전달 성능 증가 폭이 크게 나타나는 것으로 사료된다.



[Fig. 10] Heat transfer performance vs. Reynolds number

[Fig. 11]은 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기와 Cho(2015)의 댄플형 이중관열교환기의 냉각수의 레이놀즈수의 변화에 대한 열전달 성능을 나타낸다. 고온공기에 열공급량은 225W의 열공급량 조건에서 실험을 수행하였으며, 공기 공급압력은 3kg/cm²에서 시험구간에 공기를 공급하였다. 그리고 공기의 온도는 90℃범위에서 실험을 수행하였다. [Fig. 11]의 실험결과에 나타난 바와 같이 동일한 실험조건에서 나선형 인서트디바이스

이중관열교환기의 열전달 성능이 댄플형 이중관열교환기보다 1.4배 정도 높게 나타났다. 이와 같이 열플럭스가 증가할 경우 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달성능이 댄플형 이중관열교환기의 성능보다 더 향상되었다. 그러므로 열플럭스가 증가할수록 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달성능이 우수한 것으로 사료된다.



[Fig. 11] Heat transfer performance vs. Reynolds number of double pipe heat exchanger with helical insert device

IV. 결론

연료전지의 냉각장치로 활용되는 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기와 평관형 이중관열교환기에 대하여 냉각수의 레이놀즈수 변화와 공기의 열플럭스 변화에 대하여 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 고온공기가 잃은 열량과 냉각수가 얻은 열량의 열에너지 균형이 잘 일치하였다.
- (2) 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 실험은 정상상태에서 수행되었으며, 이론 총괄열전달계수값과 실험 총괄열전달계수는 잘 일치하였다.
- (3) 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기는 냉각수의 유속이 증가할수록 열전달율이 증가하였다.

- (4) 동일한 실험조건에서 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능이 평관형 이중관열교환기보다 1.5배 정도 높게 나타났다.
- (5) 냉각수의 레이놀즈수 변화에 대한 나선형 인서트디바이스 이중관열교환기의 열전달 성능이 담플형 이중관열교환기보다 1.3배 정도 높게 나타났다.

References

- Bergles, A. E. and Lopina, R. F.(1969). Heat Transfer and Pressure Drop in Tape Generated Swirl Flow of Single-Phase Water.” J. Heat Transfer, Trans. ASME. Vol. 9, 434~442.
- Cho, D. H.(2015). A Study on the Improvement of Efficiency of Heat Transfer of Double Pipe Heat Exchanger with Helical Insert Device on Cooling of a Fuel Cell, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 27(6).
- Chyu, M. K. · Yu, Y. · Ding, H. · Downs, J. P. · Soechting, F. O.(1997). “Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage,” IGTI, 97-DT-437, Oriando, Florida, USA.
- Fan, L. T. · Lin L. S. and Azer, N. Z.(1978). “Surface Renewal Model of Condensation Heat Transfer in Tubes with in-line static Mixers.” Int. J. Heat mass Transfer vol.21, 849~854.
- Garimella, S. and Christensen, R. N.(1995). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I - Hydrodynamics, Journal of Heat Transfer, Vol. 117, 54~60.
- Incropera, F. P. · Dewitt, D. P. · Bergman, T. L. and Lavine, A. S.(2014). Fundamental of Heat Transfer, Incropera, 420~450.
- Lim, T. W. · You, S. S.(2008). A Study on the microcooling Fin Fabrication Process for Enhancing Boiling Heat Transfer, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 19(3), 366~372.
- Lim, T. W. · Park, J. U. & Kim. J. H.(2002). A Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Flow Boiling of Binary Mixtures in a Uniformly Heated Horizontal Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 14(2), 177~190.
- MIFFAF(2012). Annual Statistics of Agriculture, Forestry, Fishery and Food.
- Park, J. U. · Cho, D. H.(2004). A Study on Heat Transfer Characteristics of Helical Coiled Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 16(2), 257~270.
- Smithberg, E. and Landis, F.(1964). “Friction and Forced Convection Heat-Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators.” J. Heat Transfer.Trans. ASME, vol.86, 39~49.
- Thorsen, R. and Landis, F.(1968). “Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients.” J. Heat Transfer Trans. ASME, vol.90, 87~97.

-
- Received : 27 November, 2015
 - Revised : 01 December, 2015
 - Accepted : 07 December, 2015