

## 그루브수 증가에 따른 알루미늄 그루브 히트파이프의 성능향상에 관한 실험적 연구

홍진관<sup>†</sup>, 최상곤\*, 김대성, 정원복\*\*, 변윤식, 양권옥  
경원대학교 건축설비학과, \*경원대학교 대학원, \*\* (주)유포

### Experimental Study on the Performance Improvement of Aluminum Grooved Heat Pipe due to increased number of Grooves

Jin-Kwan Hong<sup>†</sup>, Sang-Gon Choi\*, Dae-Sung Kim, Won-Bok Chung\*\*,  
Yun-Sik Byun, Kwun-Ok Yang

Department of Building Equipment & System Engineering, KyungWon Univ., Sungnam City 461-701, Korea

\*Graduate School, KyungWon Univ., Sungnam City 461-701, Korea

\*\*Yupoong Co. Ltd., Pyungtaek City 459-040, Korea

(Received October 26, 2000; revision received April 9, 2001)

**ABSTRACT:** Aluminum/Freon22 grooved heat pipes which have 26 axial grooves in a cross-section were manufactured and tested. The performance test was conducted by varying filling ratio and tilt angle. Operation limit, thermal resistance, overall heat transfer coefficient were investigated. The experimental result was compared with previous study which conducted in the case of a heat pipe with combined wick. The experimental result shows that thermal resistance of this heat pipe is twice smaller than that of the heat pipe with combined wick and operation limit is increased about 75%, comparing with that of heat pipe with combined wick.

**Key words:** Heat pipe(히트파이프), Axial groove(축방향 그루브), Tilt angle(경사각), Filling ratio(충전율), Thermal resistance(열저항), Performance test(성능시험)

#### 1. 서 론

상업용이나 건물용 공조시스템에서 폐열의 효율적인 회수는 에너지절약에 따른 에너지의 효율적인 이용에 중요한 역할을 하며 이를 위해 회전형, 판형, 히트파이프 열교환기 등의 열교환장치 등이 실제 시스템에 적용되고 있다. 또 실제 시스템에서 어떤 형태의 열교환기를 사용하느냐 하

는 것은 열교환기의 작동온도범위, 응축부에 대한 증발부의 위치, 부식과 침식 등 기술적인 문제뿐만 아니라 설치공간, 경제성 등의 여러 요인에 따라 달라지게 된다. 일반적으로 열교환기의 성능을 비교하기 위해서 열교환기 체적에 대한 열전달량의 비율이나 열교환을 위한 유동의 압력손실에 대한 열전달량의 비율 등이 주된 고려인자로 알려져 있다. 열교환기의 compactness의 측면에서 상대적으로 유리하다고 알려져 있는 히트파이프형 열교환기가 건물이나 산업용 공조시스템의 폐열회수장치로 광범위하게 적용되고 있다.

본 연구는 폐열회수용 히트파이프식 열교환기(Heat Pipe Heat Exchanger, HPHX)의 성능개선

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-750-5306; fax: +82-31-750-5314

E-mail address: jkhong@mail.kyungwon.ac.kr

에 관한 것으로 형상과 사용조건에 따라 재질과 작동유체가 결정된 상태에서 워(wick) 구조의 변경에 따른 성능향상방안을 도출하고 이를 HPHX 설계에 실제 적용하는 것을 목적으로 하고 있다. 워 구조물의 형상변경에 대한 여러 연구결과들이 있으나<sup>(1)</sup> 여기서는 가공성, 적용성 및 내구성과 제작공정의 측면에서 복잡하지 않고 높은 성능을 얻을 수 있는 역사다리형의 그루브 워<sup>(2)</sup> 기본형상으로 하여 동일한 재질과 외경 및 작동유체를 갖는 관에 내부 그루브수를 2배 정도 증가시킬 경우 작동특성과 그 성능개선효과를 파악하는 실험을 수행하게 되었다.

연구 초기에는 금형가공 및 압출가공에 관한 기술적 제한으로 다수의 그루브를 갖는 관을 제작하기 어려워 Fig. 1(a)의 형태로 14개의 역사다리형의 내부 그루브를 갖는 히트파이프를 제작하고 이 경우를 1단계 기본모델로 하여 성능평가실험을 수행한 바 있다. 그러나 그루브워만을 사용한 경우 기대한 만큼의 충분한 성능한계를 얻을 수 없었기 때문에 스크린 메쉬(screen mesh, #400, STS316)를 그루브 파이프 내벽에 부착시킨 조합형 워를 적용한 히트파이프를 2단계로 제작하였다.

스크린 메쉬를 부착한 조합형 워를 적용함으로써 작동한계가 단일 그루브 히트파이프보다 200 W 정도 증가되는 긍정적인 연구결과를 얻을 수 있었으나<sup>(2)</sup> 지속적인 성능개선을 위해서 그루브 파이프 내벽에 스크린 메쉬를 부착한 상태에서 증기 영역 중심에 축방향으로 특수가공된 그루브 아터리(grooved artery)를 삽입한 히트파이프를 3단계로 제작하고 이 경우의 성능실험을 추가로 수행하였다. 그 결과 작동한계는 아터리를 삽입하지 않은 조합형 워에 비해서 15% 정도 향상되

었지만 열저항은 조합형 워를 사용한 경우보다 2배 가깝게 증가하는 결과를 얻게 되었다. 또한 이와 같이 성능개선을 위해 복잡한 워 구조물을 적용하는 경우 작동한계는 다소 증가하나 구조물의 삽입에 따른 열저항의 증가로 저온용 히트파이프에서 작동성능을 종합적으로 향상시키기 어렵다는 최종적인 결론을 얻을 수 있었다.<sup>(3)</sup>

위와 같이 단계별로 수행된 일련의 실험결과를 바탕으로 최종적으로 새로운 그루브 파이프를 설계·제작하게 되었다. 그루브는 초기에 적용한 역사다리형과 유사하나 Fig. 1(b)와 같이 그루브수 26개, 그루브 깊이는 1.5 mm(상부 그루브 폭은 0.56 mm, 하부 그루브 폭은 1.0 mm)로서 초기 기본모델에서의 그루브수를 14개에서 26개로 증가시킨 형상으로 제작하였다. 새로 제작된 그루브관을 사용한 히트파이프를 제작하고 그루브수를 증가시킨 경우의 성능특성을 2, 3단계에서 수행된 기존 연구결과와 비교하여 그루브수 증가에 따른 성능변화를 파악하고자 하였다. 이를 위해 히트파이프의 경사각과 작동유체의 충전량을 변화시키면서 작동특성과 작동한계를 알기 위한 실험을 수행하였고 이를 기존의 연구결과<sup>(2,3)</sup>와 비교하여 고효율 HPHX 설계 및 제작에 실제 응용하고자 하였다.

## 2. 장치구성 및 실험방법

### 2.1 히트파이프 제작

연구에 사용된 히트파이프의 재질은 AL6063-T5이고 앞서 설명한 바와 같이 그루브수 26개, 외경 15.88 mm, 관 두께가 1 mm가 되도록 관을 압출성형을 하였다. 축방향 단위길이당 파이프 내벽의 면적은 그루브수가 14개일 때보다 10% 정도 증가하였다. 히트파이프의 길이는 증발부와 응축부의 길이는 각각 500 mm, 단열부 길이는 100 mm로 하여 1100 mm로 제작하였다. 같은 재질의 두께 2.0 mm의 엔드캡과 길이 65 mm인 작동유체 주입관(O.D. 6.35 mm)을 세척한 후 TIG 용접으로 부착하였다. 실험의 편의와 작동유체량을 변화시키기 위해서 주입관 끝에는 볼밸브(Copper, Whitey, 1/4")와 압력계를 부착하고 작동유체를 주입하였으며 실험도 밸브가 부착된 상태에서 진행하였다.

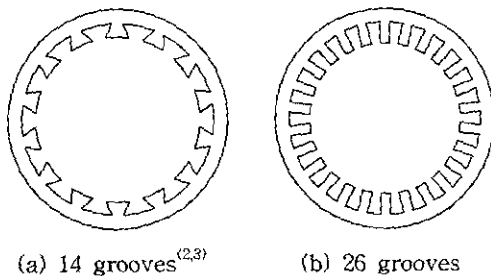


Fig. 1 Cross sections of the heat pipes fabricated by drawing.

히트파이프에 주입한 작동유체량은 그루브 전체가 액상의 작동유체가 차지하고, 나머지는 증기가 차지할 때의 양을 계산하였다.<sup>(4)</sup> 실제 주입된 양은 계산량의 10%를 추가하였다. 이와 같이 주입할 경우 26개의 그루브를 갖는 히트파이프 모드에서 주입된 작동유체의 양은 14개의 그루브를 갖는 히트파이프의 작동량에 비하여 56%가 증가하였다. 작동유체량의 변화에 따른 성능실험의 경우 충전할 작동유체량은 증발부 체적을 기준으로 작동유체의 액상이 차지하는 비율로서 결정하였다.<sup>(5)</sup> 히트파이프 모드로 계산된 작동유체 충전량은 증발부 체적을 기준으로 산출할 경우 증발부 체적의 60%에 해당하는 양보다 약 4% 정도 작은 양이다.

2.2 실험장치의 구성 및 실험방법

히트파이프 성능파악을 위한 실험을 하기 위해서 Fig. 2와 같이 증발부( $L_e=500$  mm)에 열선

(유리섬유로 피복된 니켈합금,  $\phi 0.65$  mm,  $4 \Omega/m$ )을 등간격으로 감아 균일한 열유속 조건을 형성할 수 있게 하였고, 응축부( $L_c=500$  mm)에는 냉각재킷(알루미늄 재질)을 설치하여 균일한 온도 조건이 형성되도록 하였다. 또한 히트파이프 온도분포를 위해 파이프 외벽에 T-type 열전대( $\phi 0.28$ )를 11개를 증발부에 5개(T/C #1~T/C #5), 단열부에 1개(T/C #6), 응축부에 5개(T/C #7~T/C #11)를 열전도도가 우수한 접착제(Omega Bond 200)를 사용하여 각각 부착하였다. 기존의 연구<sup>(2)</sup>에서 히트파이프 내부의 작동온도를 측정 한 결과 작동온도는 히트파이프의 단열부온도와 유사하였으므로, 본 실험에서는 히트파이프 내부의 작동온도를 측정하지 않고 단열부의 온도를 작동온도로 간주하였다. 냉각재킷의 입출구에 각각 열전대를 부착하여 입구의 냉각수 온도와 출구의 온도를 측정하여 실험에 대한 검증을 할 수 있게 하였다. 실제 실험결과 냉각재킷으로 회수

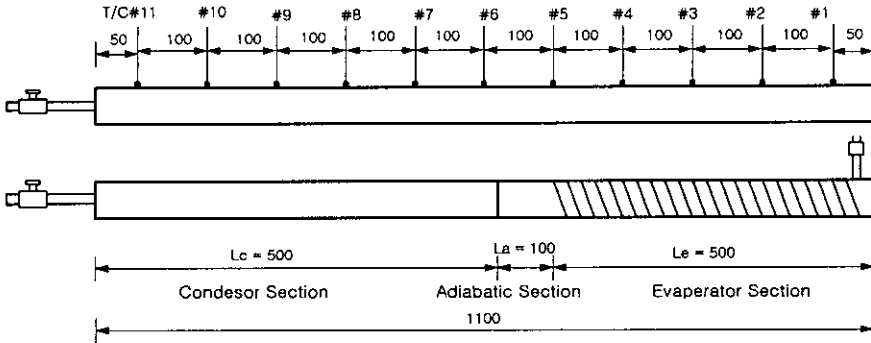


Fig. 2 Schematic of heat pipe and thermocouple location (unit: mm).

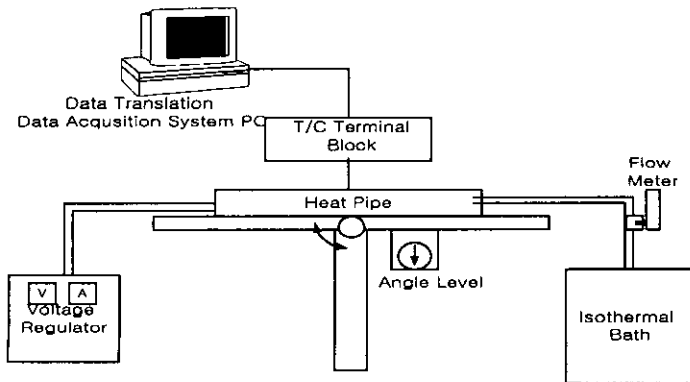


Fig. 3 Experimental setup for the performance test of heat pipe.

되는 열량을 계산한 결과 입력된 열량에서 5%에서 10%의 오차가 발생하였다.

응축부의 냉각자켓은 유량계를 통하여 항온조에 연결하여 등온(20℃)의 냉각수도 일정한 유량(0.8 lpm)으로 순환할 수 있게 하였다. 실험장치는 Fig. 3과 같이 구성하였다. 히트파이프 외벽에 부착된 열전대 11개와 냉각자켓 입출구에 부착된 열전대 2개는 열전대 터미널 블록을 통해서 PC에 설치되어 있는 자료획득장치(DT-Open Layers DT30003-PGL Data Acquisition System 및 HP VEE 4.0)에 연결하여 온도를 측정, 저장할 수 있게 하였다. 실험은 히트파이프와 써모사이펀인 경우에 대하여 수행하였으며 우선 히트파이프 모드로 작동유체를 주입하여 진행하였다. 이때 경사각(본논문에서는 수평기준으로 응축부가 증발부 위에 위치하도록 10° 기울인 경우 +10° 경사각이라 함)을 0°, 1°, 3°, 5°, 10°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°로 변화시키면서 작동유체량 변화에 따른 성능변화를 실험하였다. 작동유체량은 써모사이펀의 경우 증발부체적의 20%, 40%, 60%, 80%, 100%인 경우에 대하여 수행하였는데 여기서 60%는 히트파이프 모드로 산정한 주입량과 거의 같은 값에 해당되었다. 써모사이펀 모드인 경우 각각의 주입량에 대해서 경사각을 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 주입된 작동유체량을 Table 1에 정리하였다.

측정된 실험결과로부터 성능비교에 사용되는 열저항, 총괄열전달계수는 각각 식(1)과 식(2)로부터 산정하였다.<sup>(6)</sup>

$$q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (1)$$

$$q = U_A A \Delta T \quad (2)$$

여기서,  $q$ 는 증발부에 가한 열부하이고,  $\Delta T$ 는 증발부 외벽온도에 대한 산술평균값과 응축부 외

Table 1 Fluid charging quantity of heat pipes.

Heat pipe mode	
Inner Grooves (14 Trapezoidal fins)	31.5 g
Inner Grooves (26 Trapezoidal fins)	49.1 g
Thermosyphon mode	
Filling ratio	20% 40% 60% 80% 100%
Charing quantity	16.4 g 32.7 g 51 g 65.5 g 81.9 g

벽 온도에 대한 산술평균값의 차이이다. 식(2)의  $A$ 는 히트파이프의 단면적이다.

실험은 작동한계에 도달할 때까지 진행하였다. 단열부온도를 히트파이프의 작동온도로 간주한 관계로 단열부 온도가 60℃에 도달하면 실험을 중단하였다. 이것은 R22의 적정 작동온도의 고온 쪽 한계가 60℃ 정도이기 때문이다. 또한 증발부의 온도가 급격히 올라가게 되어 증발부에서 드라이아웃(dry-out)이 발생되었다고 판단되는 경우에도 실험을 중단하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

히트파이프 모드로 작동유체를 주입(49.1 g)하고 응축부의 냉각수 온도를 20℃, 유량을 0.8 lpm으로 한 경우에 대하여 경사각을 변화시켜 실험한 결과는 다음과 같다.

Fig. 4는 경사각 1°에 대하여 열부하를 증가시켰을 때의 온도분포를 시간경과에 따라서 보여주고 있다. 경사각은 파이프와 수평선과 이루는 각으로서 앞서 설명한 바와 같이 응축부가 증발부 위에 위치하는 경우를 +로 정하였다.

Fig. 4에서 보면 450W의 열부하를 가하는 경우 증발부에서 급격하게 온도가 상승하면서 작동한계에 도달함을 알 수 있다.

Fig. 5는 히트파이프 모드의 충전량인 경우의 실험결과로서 열부하량의 변화에 따른 단열부 외벽의 온도분포를 각각의 경사각에 대하여 나타내고 있다. 0°와 1°는 200 W와 450 W까지만 나타나고 있는데 0°와 1°의 경우는 각각 200 W나 450

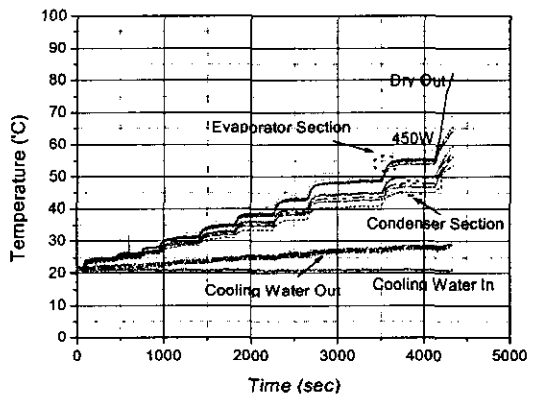


Fig. 4 Performance characteristics of grooved heat pipe at 1 degree tilt angle.

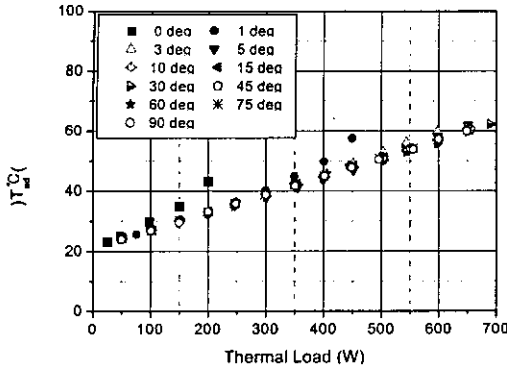


Fig. 5 Wall temperature of adiabatic section of grooved heat pipe with respect to thermal load for values of tilt angle.

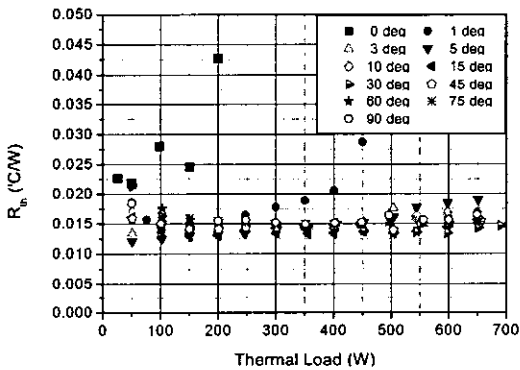


Fig. 6 Thermal resistance of grooved heat pipe with respect to thermal load for values of tilt angle.

W 이상의 가열부하에서 드라이 아웃이 발생하면서 작동한계에 도달하였기 때문이다. 그외의 각도에서 경사각 변화에 따른 단열부 온도 변화는 서로 큰 차이를 보이지 않으면서 선형적으로 증가하고 있다. 이 경우 앞서 설명한 바와 같이 단열부온도가 60°C에 도달하게 되면 실험을 중단하였다. 경사각 변화에 따른 성능변화는 0°, 1°의 경우를 제외하면 작동온도에 그리 큰 영향을 주지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 히트파이프 모드의 충전량인 경우의 실험결과로서 열부하량의 변화에 따라 식(1)로 산정한 열저항을 각각의 경사각에 대해 나타낸 것이다. 열저항 값의 범위가 대부분 0.01~0.02 °C/W에 분포하고 있다. 이 경우 경사각 0°, 1°를 제외한 나머지 경우에서 열저항은 큰 차이를 보

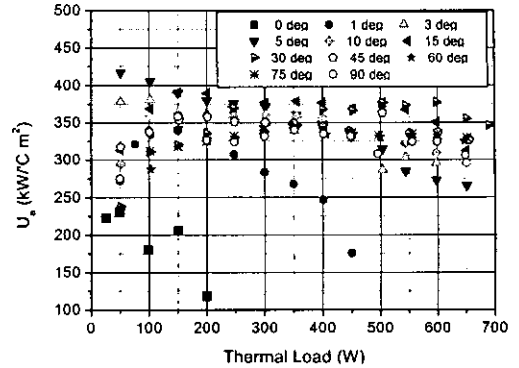


Fig. 7 Overall heat transfer coefficient of grooved heat pipe with respect to thermal load for values of tilt angle.

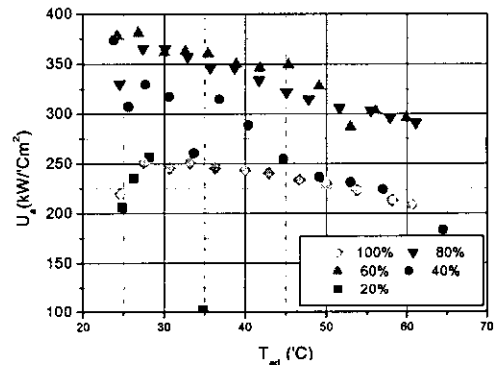


Fig. 8 Overall heat transfer coefficient of grooved heat pipe at 3 deg. tilt angle with respect to adiabatic temperature for values of filling ratio.

이지 않고 있다. 경사각이 0°, 1°인 경우 열저항이 커져서 다른 경우보다 성능이 크게 떨어지는 것을 알 수 있는데 이는 그루브 히트파이프의 경우 높은 열부하에서 정상적으로 작동하기 위해서는 어느 정도의 최소 경사각을 유지해야 작동유체의 귀환이 원활하게 이루어질 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 7은 Fig. 6의 실험결과를 앞서 설명한 산정식(2)를 이용하여 총괄열전달계수값으로 나타낸 것이다. 경사각 0°, 1°에서 총괄열전달계수가 가장 낮아 성능이 양호하지 않음을 확인할 수 있다. 이와는 달리 경사각 15°와 30°에서는 가장 안정적으로 작동하고 있으며 열전달특성도 가장 양호해짐을 알 수 있다.

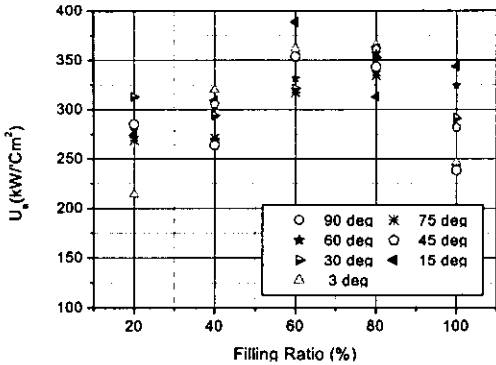


Fig. 9 Overall heat transfer coefficient of grooved heat pipe with respect to filling ratio at 30°C wall temperature of adiabatic section for values of tilt angle.

Fig. 8은 경사각 3°에서 작동유체 주입량을 달리하였을 때의 측정된 단열부온도에 따른 총괄열 전달계수의 변화를 보여주고 있다. 작동온도 전체 범위에서 가장 양호한 성능은 충전율 60%인 경우 즉 히트파이프 모드로 작동유체량을 산정하여 주입한 경우이며 그 다음으로 80%, 40% 순으로 나타나고 있다. 충전율 20%와 100%는 나머지 경우와 큰 차이를 보이고 있다. 특히 20%는 작동한계에 쉽게 도달하여 급격히 성능이 낮아지는 것을 알 수 있는데, 이와 같은 경우는 경사각 15°인 경우의 성능실험에서도 유사하게 나타나고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 단열부온도가 30°C인 경우 작동유체량 변화에 따른 총괄열전달계수를 보여주고 있다. 경사각에 상관없이 작동유체 주입량 60%에서 가장 양호한 성능을 내고 있는 것을 알 수 있다. 이는 본 실험에서 사용한 그루브관의 그루브 영향으로 판단된다. 이 경우에서 가장 성능이 양호한 경우는 경사각 15°, 작동유체 주입량 60%일 때이며 경사각 3°인 경우 80%와 60%가 비슷한 성능을 내고 있음을 알 수 있는데, 이와 같은 경향은 단열부온도 40°C와 50°C인 경우의 성능실험에서도 유사하게 나타나고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 10은 단열부 외벽의 온도가 30°C일 때 경사각의 변화에 따라서 총괄열전달계수를 나타낸 실험결과이다. 양호한 성능을 보이고 있는 경사각은 대부분 경사각 20° 전후에서 나타나고 있

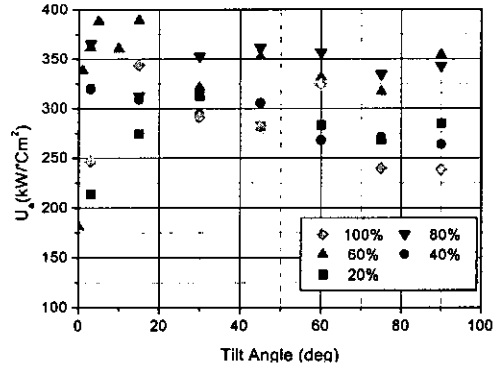


Fig. 10 Overall heat transfer coefficient of grooved heat pipe with respect to tilt angle at 30°C wall temperature of adiabatic section for values of filling ratio.

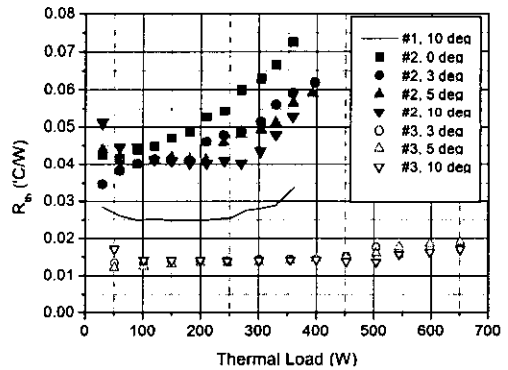


Fig. 11 Thermal resistance with respect to thermal load.

며 경사각이 증가할수록 성능이 저하되고 있는 것을 알 수 있다. 이것은 기존의 연구결과로서 알려진 나관 써모사이펀인 경우 경사각 45° 전후에서 가장 양호한 성능을 보여주는 것과는 다른 실험결과<sup>(7)</sup>로서 축방향 그루브를 갖는 히트파이프의 경우 경사각이 45° 미만으로 되는 경우 그루브로 인해 축방향으로 귀환되는 응축액막의 분포가 균일해지면서 그루브가 없는 나관에 비해서 작은 경사각에서 응축액막의 두께가 상대적으로 얇아지고, 축방향 그루브를 따라 응축액체의 귀환이 안정적으로 이루어지기 때문으로 판단된다. 이와 같은 경향은 나선 그루브를 이용한 조<sup>(8)</sup>의 실험결과에서도 찾아볼 수 있다.

Fig. 11은 기존 연구결과<sup>(2,3)</sup>와 본 연구에서의

실험결과를 비교한 것이다. #1은 14개의 그루브를 갖는 히트파이프 내벽에 스크린 메쉬를 2겹 넣었을 때의 실험결과<sup>(2)</sup>이며, #2는 #1 상태에서 증기영역 중심에 축방향으로 그루브 아터리를 넣은 히트파이프에 대한 기존의 실험결과<sup>(3)</sup>이다.

#3은 이번 연구에서 얻은 실험결과로 충전율 60%일 때를 보여주고 있다. 내부에 추가적인 구조물 삽입 없이 그루브수를 26개로 증가시킨 것이 기존의 조합형 워를 사용한 경우(#1: 작동한계 360 W)와 아터리를 삽입한 경우(#2: 작동한계 400 W)보다 성능이 월등하게 향상되어 작동한계가 700 W 정도에 이르러 약 2배 정도 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한 열저항은 200 W 부근에서 보면 조합형 워를 사용한 #1의 경우 0.025 W/°C, 아터리를 삽입한 #2의 경우는 0.04 W/°C, 그루브수를 2배 정도 늘린 #3의 경우는 0.015 W/°C로 본 연구에서의 #3 경우가 매우 우수한 열전도 성능을 보이고 있음을 알 수 있는데 이와 같은 실험결과는 기존의 실험결과와 비교할 때 고효율 HPHX 설계시 실제 적용할 경우 성능개선의 근거가 되는 중요한 실험결과로 생각된다.

#### 4. 결 론

기존에 제작된 그루브 히트파이프(그루브수 14개)에 워구조물을 첨가하여 얻어진 실험결과를 바탕으로 보다 나은 성능을 발휘할 수 있는 히트파이프 개발을 목적으로 그루브수 26개를 갖는 알루미늄 히트파이프를 설계, 제작하고 성능실험을 수행한 결과 아래와 같은 결론에 도달할 수 있었다.

(1) 작동유체량의 변화에 따른 히트파이프의 성능실험결과는 작동유체량이 증발부 체적의 60%일 경우가 가장 양호한 성능을 얻을 수 있었으며, 이때의 충전량은 히트파이프 모드로 계산된 양과 큰 차이가 없음을 확인할 수 있었다(5% 차이). 그 다음으로 충전율 80%, 40%, 100%일 경우의 순으로 나타났으며, 충전율 20%인 경우에는 열부하가 적은 경우 쉽게 작동한계에 도달하였다.

(2) 경사각의 변화에 따른 성능변화에서는 경사각이 20° 전후에서 가장 양호한 성능을 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 일반적인 나관형 써모사이펀에서 45° 전후에서 가장 양호한 성능을 보이는 것과는 다른 차이를 보이고 있는데 이것

은 그루브에 의해 축방향으로 귀환되는 응축액이 그루브의 끝을 채우게 되고 이에 따라 응축액막의 두께가 나관에 비해 상대적으로 얇아지며 그루브를 따라 축방향으로의 액체귀환이 더 안정적으로 이루어지기 때문으로 판단된다.

(3) 본 연구결과를 14개의 그루브에 메쉬를 삽입한 조합형 워(Combined wick)를 사용한 기존 연구결과<sup>(2,3)</sup>와 비교해 보면 그루브수를 증가시킴으로써 적은 그루브수에 추가적인 워구조물을 첨가한 경우보다 열전달성능에서 1.75~2배 정도, 열저항으로 보면 절반 정도로 감소하는 상당히 양호한 성능을 얻을 수 있었으며, 이와 같은 결과는 고효율 HPHX 설계에 실제 적용할 수 있는 유용한 결과로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 중소기업청의 지원에 의한 중소기업 기술혁신사업의 일환으로 수행되었으며 그 지원에 감사를 표합니다.

#### 참고문헌

1. Chi, S. W., 1976, Heat pipe theory and practice: a source book, Hemisphere, Washington, pp. 197-210.
2. J. K. Hong, J. H. Boo and W. B. Chung, 1999, Experimental study on the working characteristic of a heat pipe with combined wick, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, 11(2), pp. 236-243.
3. J. K. Hong, D. S. Kim and W. B. Chung, 2000, Experimental study on the working characteristic of aluminum grooved heat pipe and thermosyphon with inner arterial wick, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, 12(10), pp. 894-900.
4. Shiraishi, M., Kikuchi, K. and Yamanishi, T., 1981, Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, Proceedings of the IVth IHPC, London, pp. 95-104.

5. Mills., 1995, Basic heat and mass transfer, IRWIN, Chicago, pp. 51-70.
6. Terdtoon, P., Shiraishi, M. and Murakami, M., 1990, Investigation of effect of inclination angle on heat transfer characteristics of closed two-phase thermosyphon, Proceedings of the 7th IHPC, Minsk, USSR, B9P.
7. D. H. Cho, 1999, A study on the performance of the condensation heat transfer of the vertical and inclined thermosyphon with micro fins, Proc. of the SAREK'99 Summer Annual Conf., pp. 36-42.
8. Faghri, A., 1995, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, Washington, pp. 675-710.