

나선 그루브와 평관형 열사이폰의 응축열전달 성능 향상에 관한 연구

A Study on the Improvement of the Condensation Heat Transfer Performance of the Helical Grooved and Plain Thermosyphons

한규일 · 조동현 · 박종운

K. I. Han, D. H. Cho and J. U. Park

Key Words : helical Grooved thermosyphon(나선 그루브형 열사이폰), Plain thermosyphon(평관형 열사이폰), Condensation Heat transfer(응축열전달), Working fluid(작동유체)

Abstract : This study concerns the performance of condensation heat transfer in plain and grooved thermosyphons. Distilled water, methanol, ethanol have been used as the working fluids. In the present work, a copper tube of the length of 1200mm and 14.28mm of inside diameter is used as the container of the thermosyphon. Each of the evaporator and the condenser section has a length of 550mm, while the remaining part of the thermosyphon tube is adiabatic section. A study was carried out with the characteristics of heat transfer of the thermosyphon 50, 60, 70, 80, 90 helical grooves in which boiling and condensation occur. The liquid filling as the ratio of working fluid volume to total volume of thermosyphon, the kinds of working fluid, the inclination angle, grooves and operating temperature have been used as the experimental parameters. The experimental results show that the number of grooves, the amount of the working fluid, the kind of working fluid, angle of inclination angle are very important factors for the operation of thermosyphon. The maximum heat transfer was obtained when the liquid fill was about 20 to 25 % of the thermosyphon volume. The relatively high rates of heat transfer have been achieved in the thermosyphon with grooves. The helical grooved thermosyphon having 70 to 80 grooves in water, 60 to 70 grooves in methanol and 70 to 80 grooves in ethanol shows the best heat transfer coefficient in both condensation.

1. 서 론

열사이폰은 증발부의 풀비등, 액막증발, 응축열 전달 등 열사이폰의 유동형태에 따른 작동원리, 내부유동 등의 작동특성 및 기초원리와 유동형태에 기초한 열전달계수의 예측 및 열전달계수를 촉진하기 위한 연구, 그리고 열사이폰의 응용분야에 적용하기 위한 응용연구 기술개발들에 관하여 집중적으로 연구가 진행되어 왔다.^{1),2),3)} 그 동안의 연구결과 열사이폰이 주어진 작동범위에서 작동성능을 확보하기 위하여 단일성분의 작동유체를 사용하는 것이 요구되었으나, 최근에는 열전달 촉진을 위한 가열벽

면의 구조나 온도제어를 용이하게 하기 위하여 두 종류의 유체를 혼합하여 사용하는 열사이폰에 대한 연구들이 진행되고 있다.^{4),5)} 초기의 공학분야로 써는 통신위성 및 과학위성의 동력원으로 사용되는 핵 발전로나 열전자 변환기에서 열유속의 변화로 효과적인 열 방출에 이용되어 왔으며, 최근에는 고 출력 전자 장비의 냉각, 전동기의 냉각, 산업용 열 교환기, 급속 가열기, 냉동 및 공기조화장치, 가정용 냉난방 장치, 지상 및 우주에서의 열제어 계통, 음향기기의 증폭기 등은 물론 생명공학에까지 무수한 이용 사례를 볼 수 있다.^{6),7)} 그리고 Han과 Cho⁸⁾는 이와 같은 다양한 응용 예와 에너지 이동의 고 효율성을 가진 열사이폰의 연구에서 증발부의 실험 비등열전달계수와 응축부의 실험 응축열전달계수를 산출하기 위해서는 열사이폰 내부 작동유체의 포화 온도를 실험적으로 측정하였다. 열사이폰은 진공상태의 밀폐 용기이므로 열사이폰 내부 작동유체의

접수일 : 2005년 5월 31일
조동현(책임저자) : 대전대학교 컴퓨터응용기계설계공학과
E-mail : chodh@daejin.ac.kr Tel 031-539-1973
한규일, 박종운: 부경대학교

포화온도 측정은 고난도의 기술이 요구된다. Han과 Cho⁸⁾의 실험결과에 의하면 열사이폰 내부 작동유체의 포화온도는 단열부의 벽면온도와 1%의 오차범위에 잘 일치하였다. 본 연구에서는 축 방향 그루브형 및 나선 그루브형 열사이폰의 응축열전달 성능을 실험적으로 규명하고, 작동유체의 종류, 충전량, 경사각의 변화, 포화압력의 변화, 응축부의 냉각수 유속 변화에 대한 열전달을 비교·분석하고자 한다.

2. 열사이폰의 특성 및 작동원리

Fig. 1은 열사이폰의 시험구간을 나타낸 것이다. 시험구간의 총길이는 1200mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부의 길이는 각각 550mm이며, 단열부는 100mm이다. 열사이폰은 내경이 14.28mm이고, 외경은 15.88mm이다. 열사이폰의 재질은 구리이며 외표면은 평관형과 나선 그루브형 모두 아무런 가공이 없는 매끈한 파이프를 사용하였으며, 내표면은 평관형은 가공이 없는 매끈한 상태이고, 나선 그루브형은 그루브가 있는 형상을 사용하였다. 가열수용 항온조에서 일정한 온도 가열수는 펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 가열수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 증발부를 가열한다. 냉각수 또한 냉각수용 항온조에서 일정한 온도로 유지되어

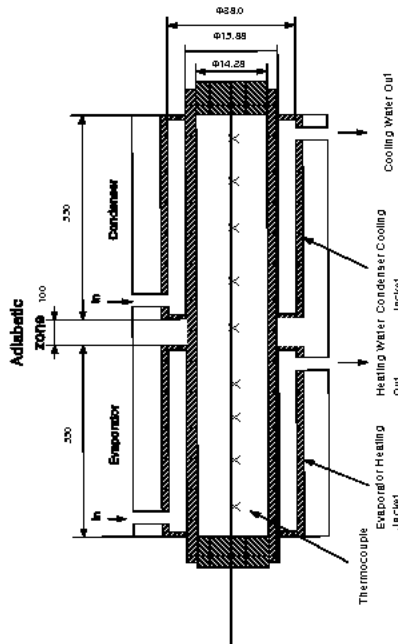


Fig. 1 Cross-Sectional view of the experimental two-phase closed thermosyphon

펌프를 통하여 길이 550mm, 내경 38mm, 외경 42mm인 냉각수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 응축부를 냉각시킨다. 진공시스템은 진공펌프, 진공밸브, 작동유체 주입장치로 구성된다. 열사이폰의 제작은 고진공을 요구하므로 본 연구에서 사용된 진공펌프는 1차적으로 로터리 펌프에 의하여 1×10^{-2} torr까지 진공시킨 후 2차적으로 확산펌프를 사용하여 1×10^{-5} torr까지 고진공을 생성할 수 있는 로터리펌프와 확산펌프로 구성된 시스템을 사용하였다.

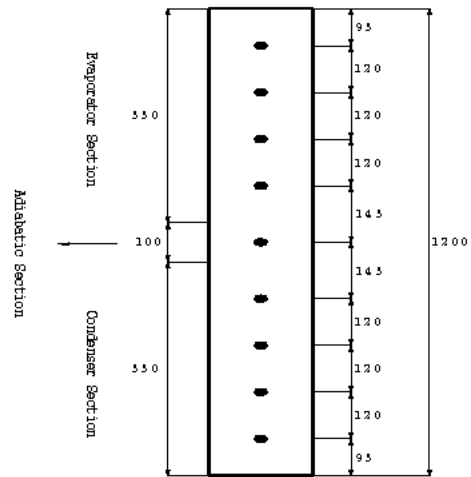


Fig. 2 Locations of thermocouples

Fig. 2는 열사이폰 내부 작동유체의 포화온도와 벽면온도 측정 위치를 나타낸다. 벽면온도는 Fig. 2와 같은 간격으로 열사이폰 벽면에 열전대를 부착하여 측정하였으며, 열사이폰 내부 작동유체의 포화온도는 열사이폰 내부의 중심 축에 축 방향으로 Fig. 2와 같은 간격으로 설치하여 측정하였다.

그리고 열사이폰의 온도측정은 열사이폰의 표면 온도 측정하는 열전대와 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 증기온도 측정센서, 가열수 챔버와 냉각수 챔버 입구 및 출구의 온도 측정센서로 구성된다. 열사이폰의 표면온도를 측정하기 위하여 파이프 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm 크기의 홈을 밀링 가공하여 파이프를 에탄올로 깨끗이 세척하여 열전대선 접점의 홈에 완전히 접촉시킨 후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 다음 외부의 열교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 그리고 증발부와 응축부의 길이 방향으로 120mm 간격으로 각각 4점, 단열부 중앙에 1점을 열전대를 사용하여 부착하였다. 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 시험

관 온도를 측정하기 위해서는 특수 제작한 온도센서를 상부와 하부의 시험관을 통하여 9점을 설치하여 내부의 온도를 측정하였다. 증발부와 응축부의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위하여 각각의 입, 출구에 온도센서를 4점을 심었다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 이렇게 시험구간에 22점의 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1 °C까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.

Table 1 Geometric specification of helical grooved thermosyphons

D _o (mm)	D _i (mm)	L (m)	Groove (No.)	h (mm)	w (mm)	b (mm)	A _g (m ² /m)	A _g /A _p
15.9	14.3	1.2	50	0.3	0.3	0.59	0.069	1.53
			60	0.3	0.3	0.44	0.073	1.63
			70	0.3	0.3	0.34	0.078	1.73
			80	0.3	0.3	0.26	0.082	1.83
			90	0.3	0.3	0.19	0.087	1.93

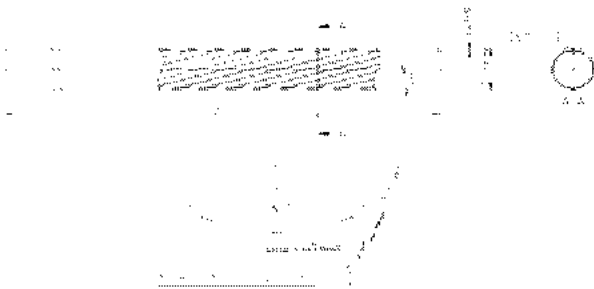


Fig. 3 Cross-sectional view of helical grooved thermosyphon

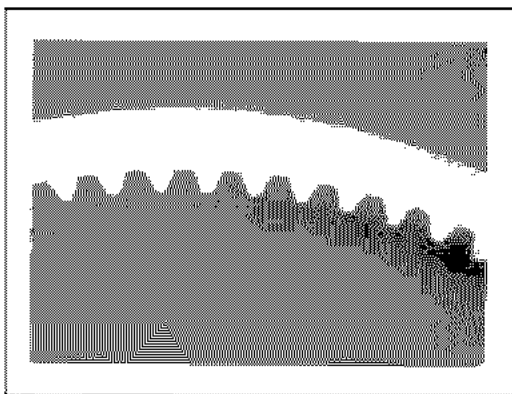


Fig. 4 Cross section of enlarged helical grooves

실험에 사용한 재료는 평관형과 다섯 가지의 나

선 그루브형의 동튜브를 사용하였고, 나선 그루브형 열사이폰에 사용된 형상에 대한 규격은 Table 1과 같다. Fig. 3은 나선 그루브형 열사이폰에 사용한 튜브의 단면을 나타내며, Fig. 4는 나선그루브 단면을 25배 확대한 사진이다. 이와 같이 나선 그루브형 열사이폰 내부 작동유체의 포화온도와 표면온도의 관계를 연구하기 위해 증류수, 메탄올, 에탄올에 대하여 각각, 그루브수를 50, 60, 70, 80, 90개의 다섯 가지 조건에서 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 작동유체 종류의 변화에 대한 응축열전달 계수

Fig. 5는 응축부의 포화증기 온도분포와 벽면 온도분포의 차에 대한 응축열전달계수의 변화를 나타낸다. 실험에서 작동유체는 증류수, 메탄올과 에탄올을 사용하였다. 작동유체의 충전율은 열사이폰의 총체적의 30%를 충전하였다. 열사이폰의 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60°C~90°C범위에서 실험데이터를 산출하였다. Fig. 5는 작동유체의 종류에 대한 응축열전달계수의 변화를 고찰하는 것이 연구의 주된 목적이다. 열사이폰의 응축 및 비등열전달 성능은 작동유체의 종류에 따른 열물성치에 크게 영향을 받는다. 그러므로 열사이폰에 사용되는 작동유체의 열물성의 특성은 아래와 같다.

열파이프 성능을 얻기 위해서 작동온도에 따른 열수송 성능에 미치는 작동유체 열물성의 영향을 알 필요가 있다. 이러한 열수송 성능을 작동유체의 열물성을 통해서 예측할 수 있는 평가지수로는 Merit수가 있으며, Merit수의 값이 크면 열수송 성능이 우수하다는 것을 의미한다. 열사이폰의 Merit수는 식(1)과 같다.

$$M_t = \left[\frac{(k_f)^3 (\rho_f)^2 h_{fg}}{\mu_f} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

여기서, ρ_f , σ_f , μ_f , k_f 및 h_{fg} 는 각각 작동액의 밀도, 표면장력, 점성계수, 열전도율 및 증발잠열이다. 따라서, 작동유체의 밀도, 표면장력, 열전도율 및 증발잠열이 클수록, 점성계수가 작을수록 열전달 성능이 우수하다.

Fig. 6은 경사 열사이폰의 경사각 변화에 대한 응축열전달계수의 변화를 나타낸다. 작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올이며, 작동유체의 충전율은 30%, 가열수의 온도는 80 °C이다.

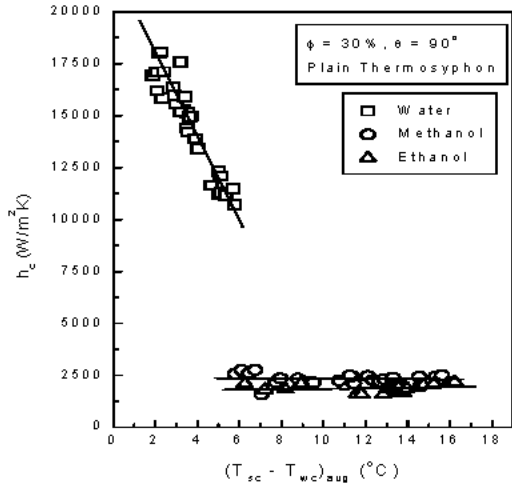


Fig. 5 Measured Average Condensation Heat Transfer Coefficient vs. Vapor-to-Wall Temperature

작동유체의 종류에 따른 응축열전달계수의 변화는 경사 열사이폰에서도 작동유체의 열물성 특성과 일치하며, 또한 Fig. 5와 동일한 경향을 나타내었다. 그리고 평관형 열사이폰은 경사각이 25°~35° 범위에서 최대 응축열전달성능을 나타내었다. 열사이폰은 중력에 의하여 작동된다. 그러므로 열사이폰의 열전달 성능은 중력의 방향에 크게 영향을 받는다. 이것은 열사이폰의 경사각이 열전달 성능에 크게 영향이 있을 것으로 예측된다. 경사각이 수직으로부터 수평으로 증가함에 따라 중력과 마찰력은 양쪽이 동시에 감소한다. 그러나 응축 열전달계수는 중력에 비례하고, 마찰력에는 역비례한다.

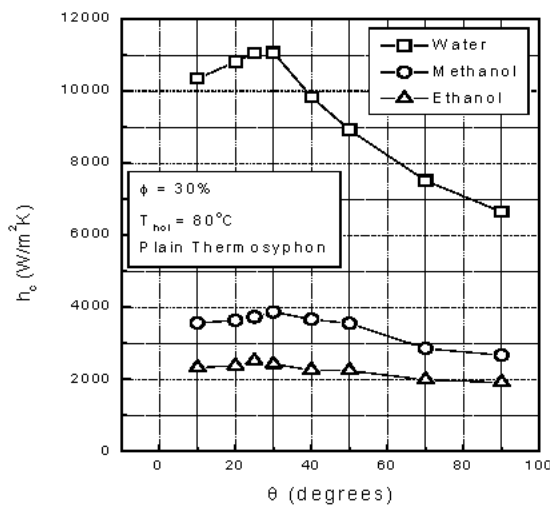


Fig. 6 Effect of Inclination Angle on the Condensing Heat Transfer Coefficient for the Plain Thermosyphons

3.2 충전량 변화에 대한 열전달 성능

Fig. 7은 마이크로 그루브수가 60그루브인 열사이폰의 작동유체의 변화에 대한 응축 열유속의 변화를 나타낸다. 실험에 사용된 작동유체는 증류수이며, 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 80 °C의 조건에서 실험결과를 산출하였다. 열사이폰의 작동유체의 봉입률은 열사이폰의 총체적의 10%, 20%, 25%, 30%, 40%의 다섯 가지 조건에서 작동유체의 봉입률 변화에 대한 응축 열전달 성능을 분석하였다. 열사이폰의 경사각을 10°~90°까지 변화에 대한 열사이폰의 응축 열유속을 산출하였다.

이와 같은 전 범위의 실험조건에서 작동유체의 봉입률이 25%에서 최대 응축 열전달 성능을 나타내었다. 작동유를 최소로 낮게 나타났다. 이와 같은 결과는 작동유체의 체적이 소량인 경우 드라이아웃 현상과 증발부의 비등 열전달 표면적이 감소함으로써 응축 열전달 성능이 크게 감소하는 것으로 고려된다. 그리고 작동유체의 봉입률을 10%에서 25%까지는 작동유체의 체적을 증가시키면 이에 비례하여 응축 열전달 성능이 증가하였으나 작동유체의 봉입률을 25%에서 30%와 40%로 증가했을 때는 오히려 작동유체의 체적의 증가량에 비례하여 점차적으로 응축 열전달 성능이 감소하였다.

이와 같은 결과는 작동유체의 체적이 어느 한계 이상 증가하게 되면 기-액이 혼합된 2상류가 응축부로 상승되어 응축 열전달 성능을 크게 감소시키는 것으로 고려된다. 즉, 열사이폰의 장점은 응축 잠열을 이용하여 열전달 성능이 크게 향상시키는데 연구의 목적이 있다. 혼합된 2상류가 응축 열전달 성능이 크게 감소하게 되는 것으로 고려된다.

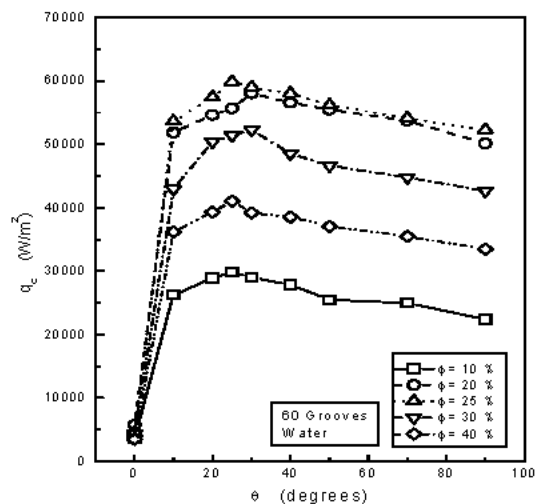


Fig. 7 Plot of Heat Flux against Inclination Angle

그리고 열사이폰의 경사각이 25°인 실험조건에서, 작동유체의 봉입률이 25%인 경우에 응축 열유속은 60000 W/m²으로 나타났다. 그리고 작동유체의 봉입률이 10%인 경우에는 응축 열유속은 31000 W/m²으로 나타났다. 그러므로 본 연구의 작동유체의 봉입률을 다섯 가지를 변화시키면서 실험한 결과에서 응축 열유속이 최대인 경우의 결과값은 최소값의 1.9배 정도로 나타났다. 이와 같은 결과로부터 작동유체의 봉입률은 열사이폰의 응축 열전달 성능에 크게 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다.

3.3 그루브수의 변화에 대한 열전달율

Fig. 8과 Fig. 9는 평관형과 마이크로 그루브수형의 그루브수가 다섯 가지에 대한 응축 열유속의 변화를 나타낸다. 그리고 평관형 열사이폰과 마이크로 그루브형 열사이폰의 응축 열유속을 비교하였다. 그리고 마이크로 그루브수는 50, 60, 70, 80, 90그루브의 조건에서 실험데이터를 산출하고, 그루브수의 변화에 대한 응축 열전달 성능을 분석하였다. 작동유체는 메탄올과 에탄올을 실험에서 사용하였다.

Fig. 8은 가열수의 작동온도는 80°에서 평관형과 마이크로 그루브형의 실험을 나타냈다. 마이크로 60 그루브형이 일반적으로 경사각이 20°~30°범위에서 최대 응축 열유속을 나타내고 있고 내부에 그루브수의 변화에서 전열면적이 가장 큰 90그루브는 상대적으로 전열면적이 적은 다른 그루브에 비하여 응축 열유속이 낮게 나타내고 있는 것은 작동유체가 그루브 사이로 알맞게 흘러내리지 못하고 두꺼운 액막을 형성하여 천천히 내려오기 때문으로 나타났다.

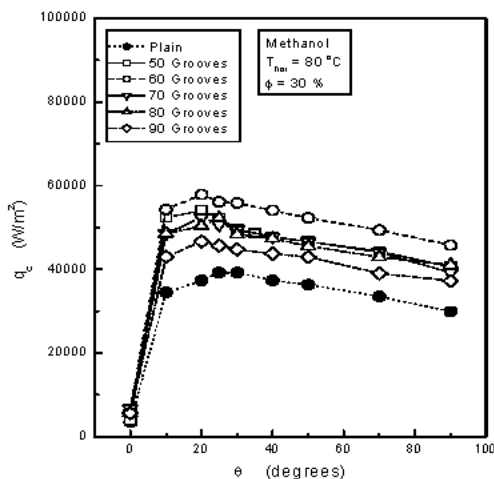


Fig. 8 Plot of Heat Flux against Inclination Angle

Fig. 9는 경사각이 10°, 30°, 50°의 세 가지의 경사각으로 변화시켜서 그루브수에 대한 응축 열유속을 나타내고 있다. 메탄올이 에탄올에 비하여 응축 열유속이 전반적으로 높게 나타났으며 세 가지의 경사각 중에서 30°일 때 최대 열유속을 나타내고 있다. 열사이폰의 응축 열유속은 그루브수가 60그루브인 경우가 최고 높게 나타났다. 열사이폰의 경사각이 0°~90°까지 변화에 대한 응축 열유속은 전 경사각에서 그루브수가 60그루브인 경우가 최대 응축 열전달 성능을 나타내었다. 이와 같은 결과로 열사이폰의 경사각이 20°~30° 범위에서 최대 응축 열전달 성능을 나타내었으며 마이크로 그루브수는 60그루브인 경우가 최대 응축 열전달 성능을 나타내었다.

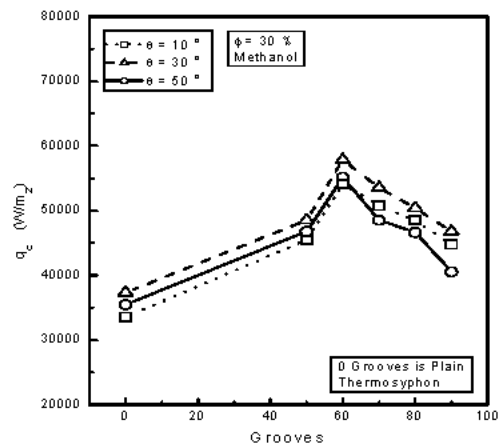


Fig. 9 Measured Average Heat Flux vs. Grooves

3.4 경사각 변화에 대한 열전달 성능

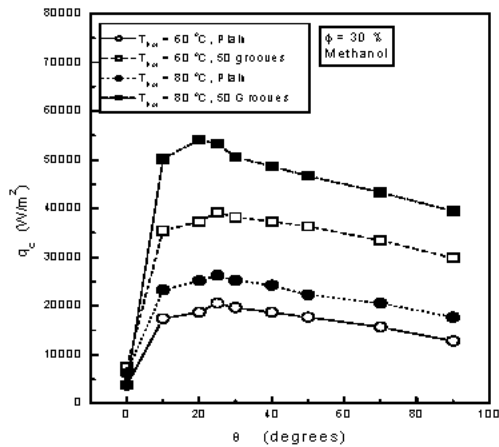
Fig. 10은 평관형 열사이폰과 마이크로 그루브형 열사이폰의 경사각 변화에 대한 응축 열유속의 변화를 나타낸다. 실험에 사용된 작동유체의 종류는 메탄올 및 에탄올이며, 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60 °C와 80 °C의 두 가지 조건에서 실험결과를 산출하였다. 열사이폰의 마이크로 그루브수는 50, 60, 70, 80, 90그루브의 다섯 가지 조건에서 그루브수의 변화에 대한 응축 열전달 성능을 분석하였다. 열사이폰의 경사각을 10°~90°까지 변화에 대한 열사이폰의 응축 열유속을 산출하였다.

이와 같은 전 범위의 실험조건에서 마이크로 그루브형 열사이폰의 응축 열유속과 평관형 열사이폰의 응축 열유속을 비교할 때 증발부에 순환하는 가열수의 온도가 높은 경우가 응축 열유속의 증가 폭이 크게 나타났다.

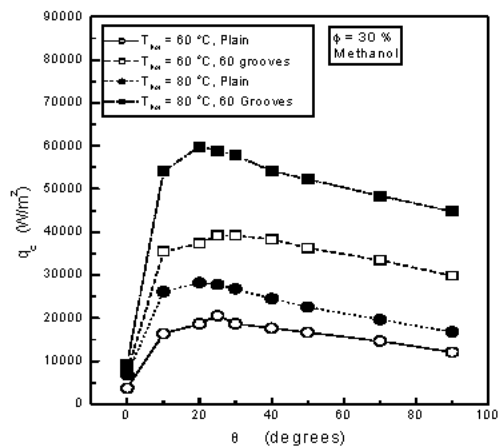
그리고 실험 결과는 응축 열유속이 증가할수록

마이크로 그루브의 효과가 증가하는 것으로 고려된다. 작동유체가 메탄올인 경우 마이크로 그루브수가 60그루브인 경우가 응축 열전달 성능이 최대로 높게 나타났다. 그리고 90그루브인 경우가 최저로 낮게 나타났다.

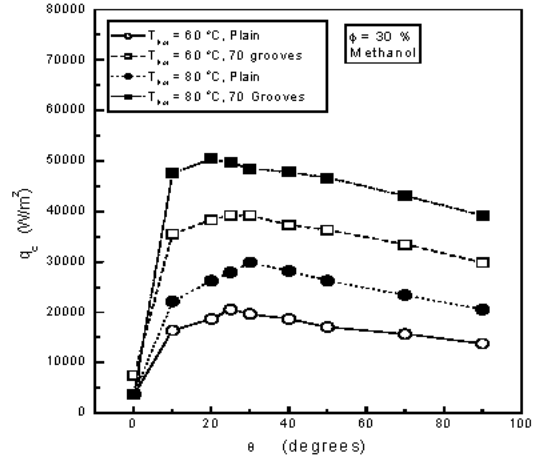
이와 같은 결과로부터 최고의 응축 열유속을 나타내는 경사각을 기준으로 할 때 마이크로 그루브수가 60그루브인 경우의 응축 열유속은 61000 W/m^2 이었으며, 90그루브인 경우는 47000 W/m^2 으로 나타났다. 그러므로 마이크로 그루브수의 변화에 대한 응축 열전달 성능은 약 1.3배 정도 차이를 나타내었다. 평관형 열사이폰의 최대 응축 열전달 성능을 나타내는 경사각 범위는 $25^\circ \sim 30^\circ$ 로 나타났다. 그리고 마이크로 그루브형 열사이폰의 최대 응축 열전달 성능을 나타내는 경사각 범위는 $20^\circ \sim 25^\circ$ 로 나타났다. 경사각이 $10^\circ \sim 0^\circ$ 로 변화하였을 때 증발부에서 발생하는 비등 증기량이 급격하게 감소하게 되는데 이는 작동유체가 열사이폰의 하부에 고여있기 때문에 상부의 열전달 작용을 하지 못하게 된다.



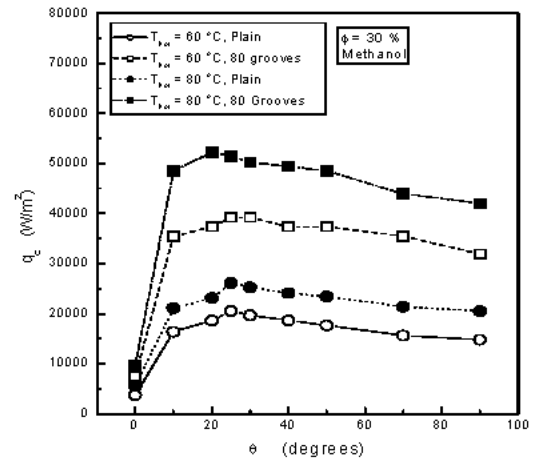
a) 50 grooves



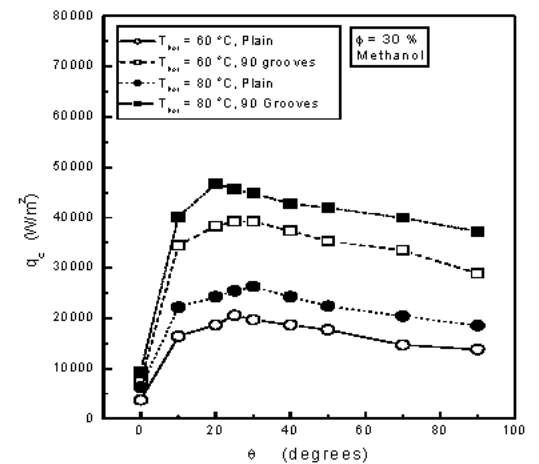
b) 60 grooves



c) 70 grooves



d) 80 grooves



e) 90 grooves

Fig. 10 Plot of Heat Flux against Inclination Angle

열사이폰의 최대 응축 열전달 성능은 평관형 열사이폰보다 마이크로 그루브형 열사이폰인 경우에 보다 더 낮은 범위의 경사각에서 나타났다. 이와 같은 결과는 마이크로 그루브의 모세관력에 의해 낮

은 범위의 경사각에서도 응축액의 귀환이 순조로운 것으로 고려된다.

Fig. 11은 나선그루브를 가진 열사이폰이 축방향 그루브를 가진 열사이폰의 열전달 성능과 비교한 결과이다. 열전달 표면적은 나선그루브를 가진 열사이폰이 축방향 그루브를 가진 열사이폰보다 크지만 열전달 성능은 이와 반대로 나타났다. 이와 같은 현상은 축방향 그루브를 가진 열사이폰의 응축부에 응축액이 중력방향으로 유동시 유동저항을 적게 받음으로 인하여 나선그루브를 가진 열사이폰보다 열전달 성능에 높게 나타난 것으로 판단된다.

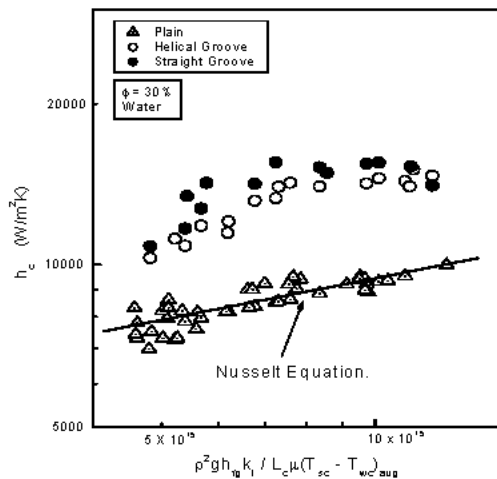


Fig. 11 Comparison of the experimental data with Nusselt's equation

4. 결 론

작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올을 사용하고, 축방향 그루브형 및 나선 그루브형 열사이폰에서 작동유체의 종류 변화 그리고 그루브 수의 변화에 대한 실험적인 연구를 수행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) Merit수가 큰 증류수인 경우의 응축열전달계수가 메탄올이나 에탄올의 응축열전달계수보다 매우 높게 나타났다.
- 2) 작동유체의 충전율이 20 ~ 25%의 범위에서 최대 응축열전달 성능을 나타내었다.
- 3) 열사이폰의 최대 응축 열전달 성능은 평관형 열사이폰보다 마이크로 그루브형 열사이폰인 경우에 보다 더 낮은 범위의 경사각에서 나타났다.
- 4) 축방향 그루브의 열사이폰 응축열전달계수가 나

선그루의 열사이폰 응축열전달계수보다 높게 나타났다.

참고 문헌

1. Hong, S. E., Kim, C. J., Park, Y. J. and Kang, H. K., 2002, "An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of a FC-72 Thermosyphon", 12th Int. Heat Pipe Conference, Vol.2, D-7.
2. 강환국, 김윤철, 김철주, 박이동, 황영규, 1995, "낮은 경사각을 갖는 밀폐형 2상 썬모사이폰의 열전달 특성에 관한 연구", 대한기계학회 춘계 학술논문집(II), pp. 169-174.
3. 이영수, 이기우, 1995, "히트파이프 열교환기", 대한기계학회지, Vol. 35, No. 9, pp. 805-815.
4. Belousov, S. N., Kutin, L. N., Merkulov, S. M., and Smirnov, S. M., 1992, "Experience of the Developments and Investigatiuous of Oassive Heat Removal Systems Based on Heat Pipes for Nuclear Technology", 8th IHPC, Preprint E-P16.
5. Chen, M. M., 1987, "Heat Transfer Performance of Two-Phase Closed Thermosyphons with Different Lengths", 6th IHPC, Grenoble, pp. 647-651.
6. S. H. Noie, M. H. Kalaei, M. Khoshnoodi, 2003 "Experimental Investigation of a Two Phase Closed Thermosyphon", The 7th International Heat Pipe Symposium, Korean Society of Mechanical Engineers, Heat Pipe Section, pp. 14-19.
7. Hijikata, K., Hasegawa, H. and Nagasaki, T., 1989, "A Study on a Heat Pipe using a Binary Mixture", Trans. JSME, Vol. 55호, No. 513, pp. 1469-1476.
8. 한규일, 조동현, 2004, "나선 그루브형 열사이폰의 작동유체의 체적변화에 대한 응축열전달 성능에 관한 연구" 대한기계학회논문집 B권, 제29권 제1호, pp. 116-122.