

## 루프 써모사이폰에서 작동유체 충액률과 열유속이 열전달계수의 상관식에 미치는 영향

장기창, 이기우, 이영수\*, 유성연\*  
한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터, \*충남대학교 기계설계공학과

### Effects of Working Fluid Filling Ratio and Heat Flux on Correlations of Heat Transfer Coefficient in Loop Thermosyphon

Ki-Chang Chang, Ki-Woo Lee, Young-Soo Lee\*, Seong-Yeon Yoo\*  
Waste Heat Utilization Center, Korea Institute of Energy Research, Taejon 305-343, Korea  
\*Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Taejon 305-764, Korea

(Received February 23, 2001; revision received April 6, 2001)

**ABSTRACT:** Due to the coupling between momentum and energy transport theoretical analysis of the loop performance is very complicate, therefore it is necessary that these problems be solved by experimental investigation before applying the loop thermosyphon to heat exchanger design. The evaporator and condenser of the loop thermosyphon were made of carbon-steel, and distilled water was used as working fluid in the experiments. From the experimental data correlations of heat transfer coefficient for evaporator and condenser sections were obtained. For heat fluxes in the range of 13~78 kW/m<sup>2</sup>, the correlation equations of heat transfer coefficients in evaporator and condenser predict the experimental behavior to within ±5% and ±20% respectively.

**Key words:** Loop thermosyphon(루프 써모사이폰), Working fluid filling ratio(작동유체 충액률), Heat flux(열유속), Correlation(상관식), Heat transfer coefficient(열전달계수)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [m]

$c_p$  : 비열

$d_i$  : 내경 [m]

$G$  : 질량유속 [kg/s]

$Gr$  : Grashof 수,  $\frac{\beta g \Delta T d_i^3 \rho_f^2}{\mu^2}$

$h$  : 열전달계수 [W/K m<sup>2</sup>]

$H$  : 높이 [m]

$f$  : 마찰계수

$L$  : 루프의 길이 [m]

$L_{ec}$  : 유효길이 [m]

$Nu$  : Nusselt 수,  $\frac{h d_i}{k}$

$P_{sat}$  : 포화압력 [Pa]

$Pr$  : Prandtl 수,  $\frac{\mu c_p}{k}$

$q$  : 열유속 [W/m<sup>2</sup>]

$R$  : 작동유체 충액률,  $H_1/H_0$

$t$  : 시간 [sec]

$T$  : 온도 [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3163; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: kcchang@kier.re.kr

$T_w$  : 벽온도 [°C]

$V$  : 속도 [m/s]

### 그리스 문자

$\beta$  : 온도팽창계수

$\mu$  : 점성계수

$\rho$  : 밀도

$\sigma$  : 표면장력

$\tau_w$  : 전단력

### 하첨자

$c$  : 응축기

$e$  : 증발기

$i$  : 내부

$o$  : 외부

$v$  : 증기

$l$  : 액체

$ss$  : 정상상태

## 1. 서 론

루프 써모사이폰은 2상밀폐 써모사이폰에서의 증발부와 응축부를 분리한 것이며, 증발부와 응축부를 유동관으로 연결하여 루프를 형성하기 때문에 증발부와 응축부를 비교적 임의의 위치에 배치할 수가 있고, 증발부와 응축부를 아주 멀리 설치할 수 있다는 이점이 있지만 배치에는 몇 가지 제약조건이 있다. 첫째는 가열부인 증발부와 냉각부인 응축부의 설치위치에서 고도의 차가 반드시 있어야 하고, 그 고도차는 증기와 액체를 수송하는 압력손실에 상당하는 액주높이보다 반드시 커야 한다는 것이며, 두번째는 증기와 액체 유동관의 전열성능 및 허용가능한 열손실률이다. 따라서 루프 써모사이폰은 이와 같은 제약조건을 극복하면 작은 온도차로서도 많은 열을 수송할 수가 있어서 변압기의 냉각, 컴퓨터 캐비넷 내의 냉각, 대용량 반도체소자의 냉각, 원자로의 냉각, 특히 폐열회수용 열교환기 등에 활용될 수가 있다.<sup>(1,2)</sup>

이와 같은 루프 써모사이폰을 많은 분야에 적

용시키기 위한 기본연구로서는 McDonald et al.<sup>(3)</sup>은 2상밀폐 루프 써모사이폰의 유동과 열전달에 관한 실험적 및 해석적 연구를 수행하였고, Ali et al.<sup>(4)</sup>은 응축부의 기울기가 회로내 dry-out과 연관되어 매우 중요하고, 작동유체 층액률이 너무 많을 경우 열성능이 떨어짐을 보여주고 있다. 그리고 Imura et al.<sup>(5)</sup>은 2상밀폐 루프 써모사이폰에서의 작동유체를 물, 에탄올, R-113 등을 사용하여 유동과 열전달특성을 실험과 이론해석을 수행하여 작동유체 층액률과 유동량이 열전달계수에 미치는 영향을 연구하였다.

또한, Chen et al.<sup>(6)</sup>은 분리형 써모사이폰에서의 비등 및 응축열전달계수를 열유속과 작동압력의 함수로 나타내는 실험식을 도출하였고, Mou et al.<sup>(7)</sup>은 작동유체의 층액률과 열유속에 따른 증발부의 열전달계수를 이론치와 실험치를 비교하여 열전달계수의 상관식을 도출하였다.

루프 써모사이폰은 단관형 써모사이폰과는 달리 관내에서의 유동과 열전달특성이 독특한 특징을 갖고 있다. 즉, 증발과 응축과정을 반복하면서 잠열을 전달시키므로 높은 열유속을 가지며, 장치의 낮은 작동온도, 증발부 및 응축부 사이의 작은 온도차, 짧은 정상상태 도달시간 및 무게감소 등의 장점이 존재하지만 실험조건 변화에 따라 증발부에서의 dry-out 발생, 전열성능 및 안정작동 영역의 증감 등의 현상이 민감하게 변화한다. 또한, 루프 써모사이폰은 작동유체가 2상유동이기 때문에 슬러그비등, 플러딩 및 플래싱 현상 등으로 인한 불안정성을 내포하고 있기 때문에 열교환기로 활용하기 위해서는 이러한 문제를 해결해야 할 필요가 있다. 그리고 루프 써모사이폰의 회로내 열전달특성에 대한 이론해석은 기본적인 보존방정식과 적절한 구성관계식 그리고 제시된 경계조건 등에 근거해야 하며, 만약 평형상태를 크게 벗어나는 작동상태에서는 불안정한 경계에 대한 정보를 적용하여 해석하는 것이 효과적이다.

본 논문에서는 루프 써모사이폰을 열교환기로 활용하기 위해서 이에 대한 이론적 해석으로 정상상태의 작동조건에서 지배방정식을 무차원화시켜 온도분포의 무차원식을 구하여 증발부와 응축부의 열전달계수를 나타내는 무차원식을 유도하였다. 그리고 증발부와 응축부를 실제로 많이 사용되는 탄소강관으로 제작하고 작동유체로서 중

류수를 사용하여 이에 대해 최적의 작동유체 층 액률을 구하며, 열유속, 층액률 및 포화압력에 따른 비등 및 응축열전달계수의 상관관계식을 도출하여 실험치와 비교 분석하고자 하였다.

### 2. 열전달계수의 무차원식 도출

루프 써모사이폰의 열역학적 해석을 하기 위한 모델은 Fig. 1과 같이 열역학적 과정과 유동특성에 따라 단열액상(①~②), 가열액상(②~③), 가열2상(③~④), 단열2상(④~⑤), 냉각2상(⑤~⑥), 그리고 냉각액상(⑥~①) 구간 등 6개 유동구간으로 나누어 해석하였다. 따라서 루프 내에서 열전달특성을 파악하기 위해 무차원군을 도출하고 비등 및 응축열전달계수의 관계식을 구성하여 실험에 의한 값을 적용한 무차원식을 유도하는 방법을 사용하기 위해서 각각의 온도, 속도, 시간, 길이에 대한 무차원군을 나타내면 다음과 같이 표시할 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$\theta = \frac{(T - T_r)}{(q/h)} \tag{1}$$

$$V^* = \frac{V}{V_r} \tag{2}$$

$$\tau = \frac{V_r t}{L} \tag{3}$$

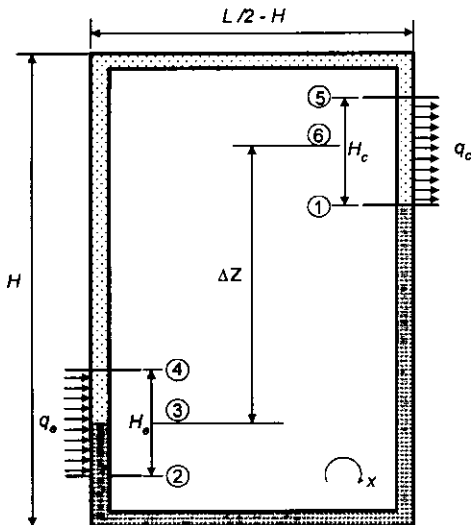


Fig. 1 Analytical model of the loop thermosyphon.

$$S = \frac{x}{L} \tag{4}$$

이 무차원군을 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식의 기본방정식에 대입하면 다음과 같은 무차원화된 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 얻을 수가 있다.

$$V^* = V^*(\tau) \tag{5}$$

$$\frac{\partial V^*}{\partial \tau} + 2f \left( \frac{L_{ec}}{d_i} \right) V^{*2} = St \int_0^1 \theta dS \dot{e}_z \cdot \dot{e}_x \tag{6}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + V^* \frac{\partial \theta}{\partial S} = \frac{4St}{(d_i/L)}, \quad 0 \leq S \leq \frac{H_e}{L} \tag{7}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + V^* \frac{\partial \theta}{\partial S} = - \frac{4St}{(d_i/L)}, \tag{8}$$

$$\frac{1}{2} \leq S \leq \frac{1}{2} + \frac{H_c}{L}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + V^* \frac{\partial \theta}{\partial S} = 0 \tag{9}$$

여기서, St는 Stanton 수로서 다음과 같다.

$$St = \frac{h}{\rho_r c_p V_r} = \frac{h^3}{qLg\beta(\rho_r c_p)^2} \tag{10}$$

또한,  $V_r$ 은 기준속도로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_r = \frac{qLg\beta\rho_r c_p}{h^2} \tag{11}$$

식(7)과 (8)로부터 정상상태에서 시간항을 소거시키면 증발부 및 응축부 구간에서의 온도항을 구할 수 있다. 즉,

$$\theta_{ss} = \theta_{2ss} + \frac{4St}{V_s^*(d_i/L)} S, \quad 0 \leq S \leq \frac{H_e}{L} \tag{12}$$

$$\theta_{ss} = \theta_{5ss} - \frac{4St}{V_s^*(d_i/L)} \left( S - \frac{1}{2} \right), \tag{13}$$

$$0 \leq S \leq \frac{H_c}{L}$$

식(9)에서는 온도항이 일정하므로  $\theta_{1ss} = \theta_{2ss}$ , 그

리고  $\theta_{4ss} = \theta_{5ss}$ 이다. 그러므로 식(12)와 (13)으로부터도 온도차를 구할 수 있다.

루프 내의 각각의 구역을 조합하여 식(6)의 운동량방정식에 대입하여 풀고 증발부와 응축부의 길이를 같게 놓으면 정상상태에서의 작동유체의 속도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{ss}^{*3} = \frac{St^2(H_e/L)}{f(L_{ec}/L)} \quad (14)$$

그리고 정상상태에서의 마찰계수는 다음과 같이 정의하고 있다.<sup>(9)</sup>

$$f = \frac{n}{Re_{ss}^m} \quad (15)$$

레이놀즈수는  $Re_{ss} = \rho_r d_i V_{ss}^*/\mu$ 이므로 식(14)를 대입하면 다음의 특성함수  $WY$ 를 얻을 수 있다.<sup>(10)</sup>

$$Re_{ss} = \left( \frac{WY}{16} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{층류}) \quad (16)$$

$$Re_{ss} = \left( \frac{WY}{0.079} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (\text{난류}) \quad (17)$$

여기서  $W$ 는 열유속  $q$ 에 관계되는 무차원함수로서 다음과 같이 된다.

$$W \equiv \frac{\rho_r^2 g \beta d_i^4 q}{\mu^3 c_p} \quad (18)$$

그리고  $Y$ 는 기하학적인 무차원함수로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Y \equiv \frac{(H_e/L)}{(d_i/L)(L_{ec}/L)} \quad (19)$$

열전달특성에 관한  $Nu$ ,  $Gr$ , 그리고  $Pr$ 의 무차원식은 다음과 같이 나타낸다.

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \quad (20)$$

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T d_i^3 \rho_r^2}{\mu^2} \quad (21)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (22)$$

따라서 식(20), (21), (22)를 열유속  $q$ 에 관계되는 무차원함수인 식(18)에 대입하면 다음과 같은 관계를 얻을 수가 있다.

$$W = Nu Gr/Pr \quad (23)$$

식(16), (17)로부터

$$(Nu Gr/Pr)Y = 16 Re_{ss}^2 \quad (\text{층류}) \quad (24)$$

$$(Nu Gr/Pr)Y = 0.079 Re_{ss}^{\frac{1}{7}} \quad (\text{난류})$$

따라서 열전달계수는 무차원군인  $(Nu Gr/Pr)Y$  상관관계를 가지고 있으므로  $X = WY$ 로 놓으면 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$\begin{aligned} Nu &= f(Re_{ss}) \\ &= f(WY) = f(X) \\ &= aX^b \quad (a, b \text{는 상수}) \end{aligned} \quad (25)$$

### 3. 성능실험장치 및 실험방법

#### 3.1 루프 써모사이폰

루프 써모사이폰의 구성은 증발부와 응축부 두 부분으로 이루어져 있으며, 증발부와 응축부는 증기상승관과 액체하강관을 통해 서로 연결되어 있다. 루프 써모사이폰은 Fig. 2와 같이 루프형으로 제작하였으며, 구성요소는 다음과 같다.

##### 3.1.1 증발부 및 응축부

증발부와 응축부는 외경 27.4 mm, 내경 20.3 mm인 탄소강관으로서 길이는 300 mm로 같게 하였고, 증기 및 액체유동관은 외경 9.53 mm, 내경 7.75 mm의 스테인레스관으로 연결하였으며, 작동유체의 층액률이 많아지고 열유속이 증가하면 증발부에서 작동유체가 비등할 때 플러딩이 일어나는 현상을 관찰하기 위해서 증발부 위에

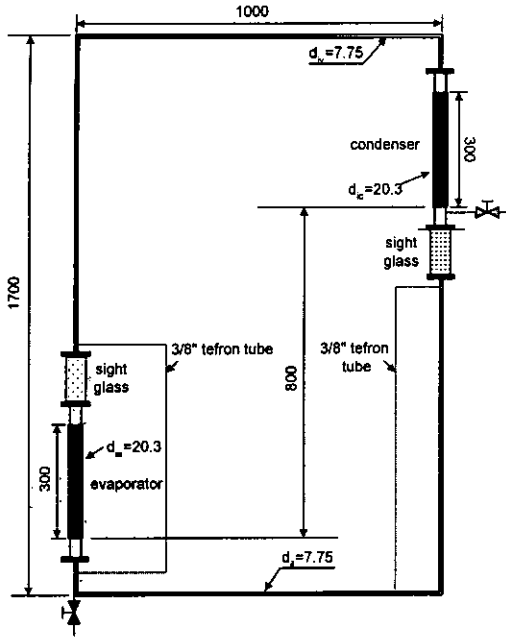


Fig. 2 Schematic diagram of the loop thermosiphon.

길이 70 mm의 유리관을 설치하고, 응축부 아래에도 작동유체의 유동을 관찰하기 위해서 길이 70 mm의 유리관을 설치하였다. 또한, 작동유체의 증액률과 유동중에 액체의 높이를 관찰하기 위해서 증발부 및 응축부측에 외경 9.53 mm의 테프론 튜브로 만든 수위계를 설치하여 구성하였다.

### 3.1.2 설치높이 및 수송거리

루프 써모사이폰에서 응축부는 반드시 증발부보다 높게 설치되어야 한다. 정상적인 작동과정에서는 액체하강관과 증발부의 액면 사이에 일정한 액위차가 형성되며, 이 액위차는 증기유동과 액체유동 압력손실의 균형을 이루는 데 이용되는 동시에 작동계통이 정상적으로 운행될 때 증발부와 응축부의 최저위차를 보장한다. 작동유체의 순환능력은 역시 이 액위차가 제공하는 것이며, 외부의 동력을 필요로 하지 않는다. 따라서 증발부와 응축부의 설치거리는 1.0 m로 하고 증발부와 응축부의 설치높이차는 0.8 m로 하였으며, 이때 작동유체를 증류수로 하였을 때 증기유동관의 직경과 설치높이차에 따른 압력강하의 계산결과 실험조건인 열유속 범위에서는 작동한계를 벗어나지 않았다.

### 3.1.3 작동유체 충액

루프 써모사이폰의 내부에 불순물이나 오염물질이 있으면 작동유체의 침투성이 나빠지거나 불응축가스 발생으로 인하여 루프 써모사이폰의 성능이나 수명에 나쁜 영향을 끼치기 때문에 각 부품을 조립하기 전에 파이프 내부를 유기용제로 깨끗이 닦고 증류수로서 행구어 건조시켰다. 그리고 각 부품을 조립하고 나서 질소를 충전시켜 누설시험을 하였다.

작동유체를 루프 내에 주입하기 위해서 응축부 하단에 진공밸브(1/4")를 부착하고, 작동유체를 다시 충액하기 위해서 기존의 루프 내에 남아 있는 작동유체를 드레인시키기 위해서 루프 내에서 가장 낮은 증발부 하단측에 니들밸브(3/8")를 부착하였다. 그리고 작동유체를 루프 써모사이폰 내에 주입하기 위해서 먼저 진공펌프(GVD-050A,  $5 \times 10^{-4}$  torr, 60 l/min)로 약 2시간 정도 충분히 탈기시켜  $10^{-2}$  torr 정도의 진공도를 유지한 상태에서 불응축가스인 산소가 증류수에 내포되어 있기 때문에 끓여서 탈기시켜 즉시 주입시켰다.

### 3.2 성능실험장치

루프 써모사이폰의 성능실험장치는 루프 써모사이폰의 증발부와 응축부의 거리를 1.5 m, 높이차를 2 m까지 설치할 수 있는  $1.5 \times 2 \times 1$  m의 크기로 지지대를 제작하여 설치하였고, 루프 써모사이폰의 성능실험장치를 크게 증발부인 가열부의 열원공급장치와 냉각부인 응축부의 냉각수 공급장치로 나눌 수 있으며, Fig. 3은 성능실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

증발부의 가열은 증발부 표면 위에 절연물질로 피복된 전열선을 감고 전압조절기( $5 \text{ kVA}_{\text{max}}$ )를 이용하여 가열량을 변화시킬 수 있도록 하였으며, 이때 전압조절기에 공급되는 전압을 일정하게 하여 증발부의 열유속이 일정하게 유지되도록 전압자동조절기( $3 \text{ kVA}$ )를 연결하여 전원을 공급하였다. 그리고 외부로의 열손실을 가능한 줄이기 위하여 50 mm 두께의 ceramic fiber( $k=0.090636 \text{ W/m K}$ )로 단열하였으며, 증기유동관과 액체유동관도 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 25 mm 두께의 ceramic fiber로 단열처리하였다.

응축부의 냉각은 수냉으로서 응축부에 내경 418 mm의 워터자켓을 설치하였고, 외부로의 열손실

을 방지하기 위해 두께 25 mm의 ceramic fiber로 단열처리하였다. 그리고 냉각수의 온도조절은 냉각수탱크 상하에 각각 3 kW의 전열히터를 삽입하고 온도조절기를 이용하여 조절하였으며, 냉각수의 유량이 일정히 흐르도록 하기 위해 냉각수탱크내의 수두가 일정하도록 수위제어장치를 설치하였고, 냉각수의 유량을 측정하기 위해 냉각수입구측에 로타리타입 물유량계(OVAL FLOW-PET, 200~1,200 l/h)를 설치하였다.

루프 써모사이폰의 열전달특성을 고찰하기 위해서 온도, 압력, 열전달률, 유량 등을 측정하여야 한다. 작동유체와 냉각수의 온도측정은 열전대(K-type, sheath dia. 1.6 mm  $\phi$ )를 사용하였고, 증발부와 응축부의 표면온도측정은 직경 0.3 mm의 열전대(K-type)를 Thermocouple Welder를 이용하여 부착하였으며, 온도측정위치는 증발부 입출구와 응축부 입출구에서 작동유체의 온도를 직접 측정하였고, 증발부 표면에 7점, 응축부 표면에 5점, 그리고 증기 및 액체유동관에 각각 1점을 측정하였으며, 냉각수의 입출구에도 각각 1점씩 열전대를 부착하였다.

또한, 작동유체의 포화압력을 측정하기 위해서 증발부출구측과 증기유동관의 상부에 Pressure Transducer(PDCR 130/W, 0~2 kg/cm<sup>2</sup>a, Druck Co.)를 각각 설치하였으며, 증기유동관의 압력강하를 측정하기 위해서 증발부출구와 응축부입구

에 Differential Pressure Transducer(PDCR 120/WL, 0~2000 mmH<sub>2</sub>O, Druck Co.)를 부착하였다.

증발부의 열전달률을 측정하기 위해서는 증발부표면에 감겨 있는 전열선에 가해지는 열전달률이 3.0 kW까지 측정이 가능한 Watt Transducer (Ohio Semitronics Inc.)를 이용하여 측정하였으며, 냉각수의 유량은 로타리타입 물유량계(OVAL FLOWPET, 200~1,200 l/h)를 이용하여 F/I Converter로 데이터를 전송하였고, 이에 대한 보정은 stop watch를 사용하여 일정시간에 흐르는 양을 밸런스로 측정하여 실제유량을 확인할 수가 있었다.

이와 같은 온도, 압력, 열전달률, 유량 등의 실험데이터들은 Fig. 4와 같이 Data Acquisition System(FLUKE, HELIOS Plus 2287A)을 통하여 컴퓨터에 자동기록할 수 있도록 하였다.

### 3.3 성능실험방법

본 성능실험에서는 작동유체로서 가장 안정적인 증류수를 사용하였으며, 이것은 사용온도범위가 30~200°C 정도로서 주로 증온폐열회수를 위한 열교환기를 구성할 때 많이 사용되고 있다.<sup>(7)</sup>

분리형 써모사이폰에서 열전달성능에 많은 영향을 끼치는 것이 작동유체의 증액률이므로 이것은 작동유체의 증액높이와 증발부높이의 비를 말

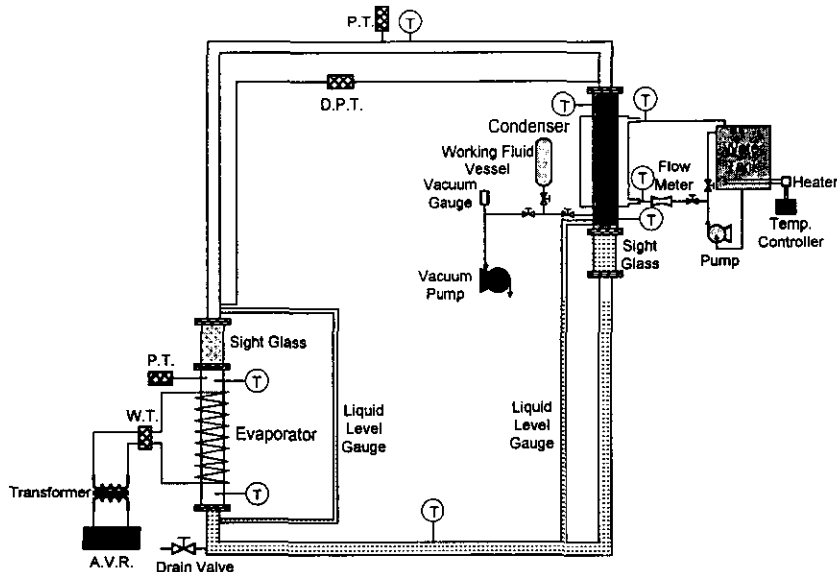


Fig. 3 Experimental apparatus.

하는 것으로서 이를 변화시키면서 열전달특성의 변화를 살펴보고자 하였다. 따라서 작동유체의 충액률이 적으면 낮은 열유속에서도 쉽게 dry-out이 일어나 열교환기로서의 역할을 수행하지 못하고, 충액률이 높으면 증발부에서 작동유체의 액체가 점유하는 면적이 증가하여 열전달계수가 작아져 열교환기의 효율이 떨어지는 결과를 초래하므로 최적의 충액률을 갖는 것이 매우 중요한 변수이다. 여기서 작동유체 충액률의 기준은 분리형 써모사이폰을 제작할 때 초기에 작동유체를 충액하는 높이의 비를 기준으로 하였다.

작동유체는 증류수를 사용하였고, 충액률은 30, 40, 50, 70, 90, 110%로서 각각의 충액률에 대해 열전달률을 변화시키면서 성능실험하였다.

이때 각각의 충액률에 대해 열전달률을 250, 500, 750, 1,000, 1,250, 1,500 W로 변화시키고, 냉각수의 입구온도는 50℃로 하여 유량을 500 l/h로 일정히 유지시키면서 수행하였다. 그리고 포화압력이 일정할 때 열전달특성을 비교분석하기 위해서 포화온도를 60, 70, 80℃로 일정히 유지시키면서 열전달률을 변화시키면서 실시하였는데 이때 냉각수의 입구온도와 유량을 변화시키면서 조절하였다.

성능실험중에 전원공급이 불안정하여 증발부에 가해지는 열전달률의 변화를 감시하기 위해서 별도로 Energy Analyzer를 설치하여 항시 미세조절을 수행하였으며, 루프 전체를 단열재로 보온하였지만 증발부 표면의 온도가 높을 때는 외부로의 열손실이 발생할 수가 있으므로 단열재 외부에 열전대를 부착하여 전도에 의한 열손실량을 고려하여 열전달률을 계산하였다.

그리고 응축부에 공급되는 냉각수 유량측정의 정확도를 높이기 위해서 수시로 stop watch를 사용하여 일정시간 동안에 받아서 그 양을 측정하였으며, 이러한 결과로 응축부에 전달되는 열전달률의 오차는 5%를 넘지 않았다.

이와 같이 실험변수에 대해 각 부위에서의 온도와 압력을 측정하여 증발부와 응축부의 Nusselt 수  $Nu_e$ 와  $Nu_c$ 를 다음 식에 의해 계산하였다.<sup>(11)</sup>

$$\overline{T_{wo}} = \frac{1}{A_o} \int T_{wo} dA \quad (26)$$

$$T_{wi} = \overline{T_{wo}} - \frac{Q \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad (27)$$

$$Nu = \frac{q}{|(T_w - T_{sat})|} \frac{d_i}{k} \quad (28)$$

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 작동유체 충액률에 따른 시동특성

본 성능실험에서는 작동유체 충액률을 30, 40, 50, 70, 90, 110%로 하고 냉각수의 입구온도를 50℃로 하였을 때 열유속을 13, 26, 39, 52, 65, 78 kW/m<sup>2</sup>로 변화시키면서 성능실험을 수행하여 유동의 안정을 비교 검토하였다.

Fig. 4는 열유속이 13kW/m<sup>2</sup>인 낮은 범위에서 작동시간이 경과함에 따라서 각각의 작동유체 충액률에 따른 증발부 상단부분의 증발부 벽면온도를 나타낸 것인데, 여기서 증발부 벽면온도인  $T_{wet}$ 은 증발부높이가 300 mm 중에서 290 mm 높이가 되는 지점으로서 증기와 액체가 공존하는 혼합구역중에서 증기의 밀도가 높게 나타나는 부분이다. 초기 작동 후 약 15분이 경과함으로써 정상상태에 도달하나 약 30분이 경과될 때에 충액률이 가장 적은 30%인 성능실험에 증발부 벽면온도가 급격히 상승함은 볼 수가 있다. 이것은 초기에는 작동유체가 과냉되어 증기가 dry-out이 일어나지 않으나 시간이 경과함으로써 정상상태에 도달한 후에 낮은 열유속에도 불구하고 쉽게 dry-out이 일어나 본 성능실험의 루프 내에서는 충액률이 너무 낮음을 관찰할 수가 있다.

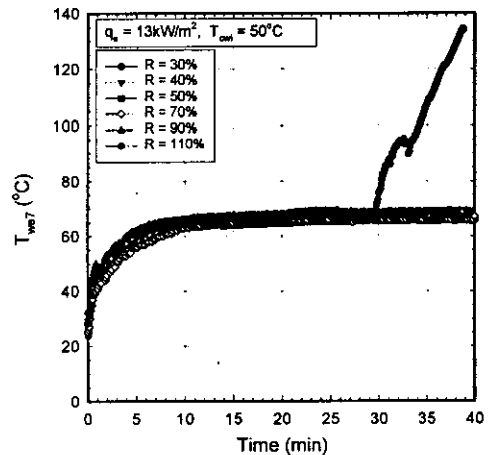


Fig. 4 Variation of evaporator wall temperature for filling ratios ( $q_e=13 \text{ kW/m}^2$ ).

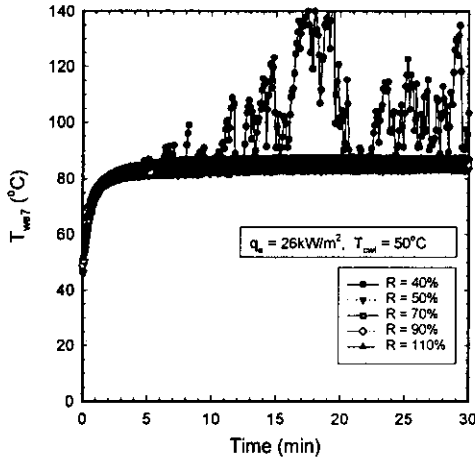


Fig. 5 Variation of evaporator wall temperature for filling ratios ( $q_e = 26 \text{ kW/m}^2$ ).

Fig. 5는 열유속을  $26 \text{ kW/m}^2$ 로 하였을 때 작동 시간이 경과함에 따라서 작동유체 충액률이 40, 50, 70, 90, 110%인 상태에서 성능실험을 수행한 결과로서 증발부 상단부분의 증발부 벽면온도를 나타낸 것인데 여기서에서는 작동유체 충액률이 40%인 곳에서 증발부 벽면온도가 매우 불안정하게 나타나고 있고, 그 이상의 작동유체 충액률에서는 액이 증만하여 안정적으로 작동되고 있다. 작동유체 충액률이 40%인 상태에서 벽면온도가 매우 불안정하게 나타나는 것은 열유속이 약간 높아지면서 작동유체의 액 pool 비등 높이가 약간 낮아서 작동유체가 dry-out 상태에 막 들어가고 있는 천이점이라고 볼 수 있다. 이상의 열유속에서 성능실험한 결과는 쉽게 dry-out 상태에 도달함을 알 수 있었다.

Fig. 6은 작동유체 충액률이 50, 70, 90 및 110%인 상태에서 열유속을  $78 \text{ kW/m}^2$ 일 때의 증발부 상단에서 벽면온도를 작동시간의 경과에 따라 나타낸 것으로서 벽면온도가 급격히 상승하는 dry-out 현상이 일어나지 않고 비교적 안정적으로 작동하고 있는 것은 작동유체의 액 pool 비등 높이가 증발부 전체를 증만하고 있음을 알 수 있다. 작동유체 충액률이 50%일 때 벽면온도가 가장 낮게 나타나고 충액률이 커질수록 벽면온도도 높게 나타나는 것은 증발부 내의 작동유체가 액 pool 비등 높이가 이상으로 증액되면 작동유체의 액체가 점유하는 면적이 커져서 관의 벽으로부터의 열전달효과가 떨어지기 때문으로 사료된다. 따라

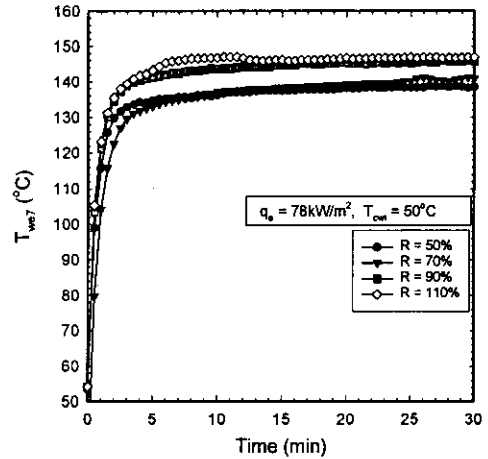


Fig. 6 Variation of evaporator wall temperature for filling ratios ( $q_e = 78 \text{ kW/m}^2$ ).

서 루프 써모사이폰에서의 최적의 작동유체 충액률은 증발부 내에서 작동유체가 dry-out이 일어나지 않는 액 pool 비등 높이만큼 충액하는 것이 가장 효과적이라 말할 수 있다. 이것은 열유속 및 작동유체의 특성 등 여러 요소들과 밀접한 관계를 갖고 있지만 본 논문에서는 열유속 범위가  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 일 때 작동유체 충액률이 50%에서 비교적 안정적이고 열전달효과가 크게 나타나는 것으로 관찰되었다.

#### 4.2 작동유체 충액률과 열유속에 따른 벽면온도 분포

루프 써모사이폰은 일반의 단관형 써모사이폰과는 달리 작동유체의 증기 및 액체의 유동방향이 같기 때문에 한계열유속이 큰 장점을 갖고 있으며, 작동유체의 충액률과 열유속에 따라서 증발부의 벽면온도분포도 단관형 써모사이폰과는 달리 나타나게 된다.

Fig. 7은 열유속이  $52 \text{ kW/m}^2$ 일 때 충액률에 따른 증발부 표면의 벽면온도분포를 나타낸 것으로서 비교적 작동유체 충액률이 낮아짐에 따라 벽면온도도 낮게 분포하고 있다. 증발부의 높이 150 mm에서 200 mm인 부분의 표면온도가 가장 낮게 나타나는 것은 이 부분에서 작동유체가 비등에 의해 액체와 증기가 공존하는 부분으로서 열전달효과가 가장 크기 때문이며, 높이 50 mm인 부분이 10 mm인 부분보다 높게 나타나는 것



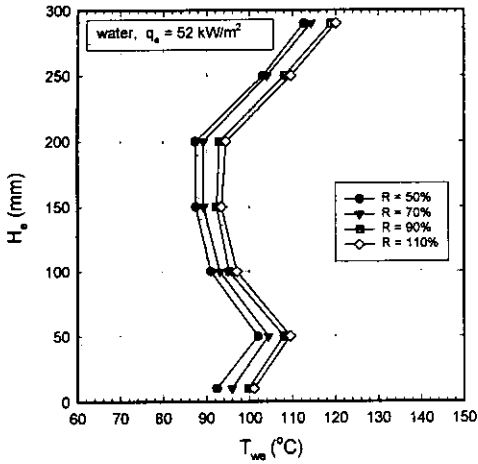


Fig. 7 Distribution of evaporator wall temperature for filling ratios.

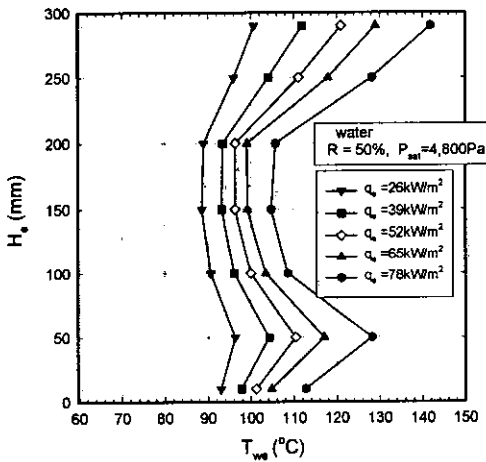


Fig. 8 Distribution of evaporator wall temperature for heat fluxes.

은 작동유체가 응축부로부터 액체유동관을 통하여 들어올 때 과냉각으로 인한 영향으로 비등효과가 떨어지기 때문에 나타나며, 높이가 250 mm 이상에서 벽면온도가 상대적으로 높게 나타나는 것은 증발부 출구로 갈수록 증기의 밀도가 높아져 비등효과가 떨어지고 증기가 과열되기 때문에 벽면의 표면온도가 높게 나타나는 것으로 사료된다.

Fig. 8은 충액률이 50%일 때 열유속의 변화에 따른 증발부 표면의 벽면온도분포를 나타낸 것으로서 이때 포화압력을 4,800 Pa로 일정하게 유지하기 위해서 냉각수온도와 유량을 변화시키면서 성능실험한 결과이다. 작동유체의 포화압력이 일정

하여 열유속의 증가에도 불구하고 벽면온도의 증가폭이 다소 둔화되는 경향을 보이고 있다.

### 4.3 증발부에서 비등열전달계수의 무차원식

루프 써모사이폰에서의 열전달계수를 성능실험으로 구하고 이를 열유속, 루프의 기하학적 구조, 작동유체 충액률 그리고 포화압력에 대한 무차원군을 사용하여 열전달계수의 무차원식을 도출하기 위해서 열유속에 관한 무차원군  $W$ 와 기하학적인 무차원군  $Y$ 의 곱으로 새로운 무차원군  $X$ 를 구하면 이것은 열전달계수의 함수가 되어 비등열전달계수는 식(25)로 된다.

Fig. 9는 포화압력을 4,800 Pa로 일정하게 유지시키면서 열유속과 작동유체 충액률을 변화시키면서 성능실험한 결과로서 이때 비등열전달계수는 충액률이 50%일 때가 가장 크고 충액률이 증가할수록 비등열전달계수의 크기는 감소함을 알 수 있다. 따라서 작동유체 충액률은 비등열전달계수와 밀접한 관계를 가지고 있음을 알 수 있으며, 무차원식은 식(25)를 다음과 같이 수정하여 나타낼 수 있다.

$$Nu_e = a X_e^{b_1} R^{b_2} \quad (29)$$

Fig. 10은 증발부 내의 포화압력과 비등열전달

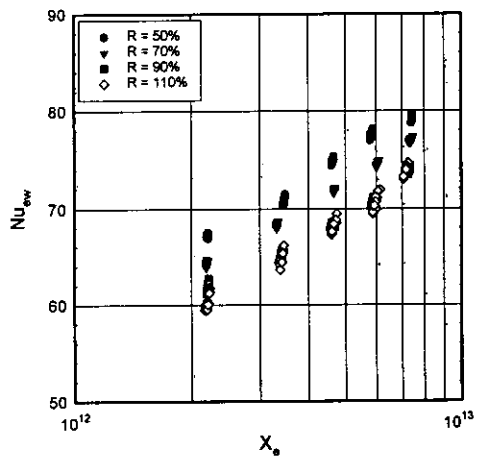


Fig. 9 Dependence of  $Nu_{ew}$  in evaporator on dimensionless  $X_e$  for various filling ratios ( $P_{sat}=4,800$  Pa).

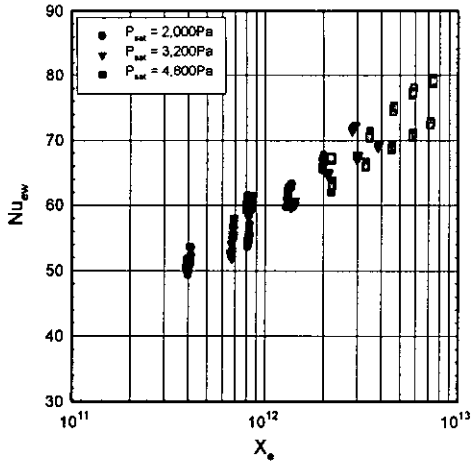


Fig. 10 Dependence of  $Nu_{ew}$  in evaporator on dimensionless  $X_e$  for various saturated pressures ( $R=50\%$ ).

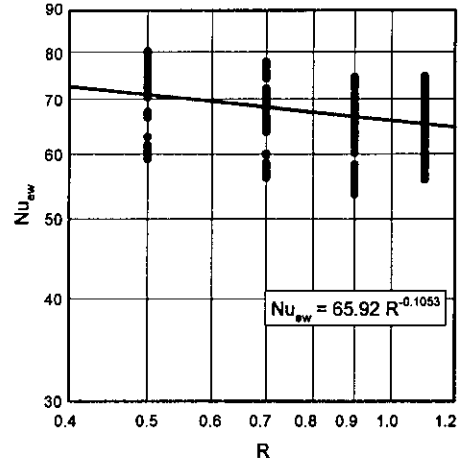


Fig. 12 Correlation of  $Nu_{ew}$  as a function of filling ratio  $R$  in evaporator.

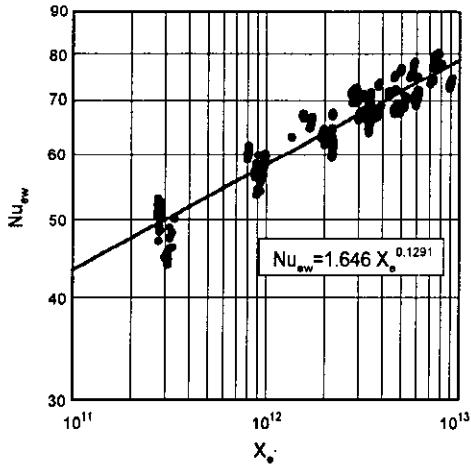


Fig. 11 Correlation of  $Nu_{ew}$  as a function of dimensionless  $X_e$  in evaporator.

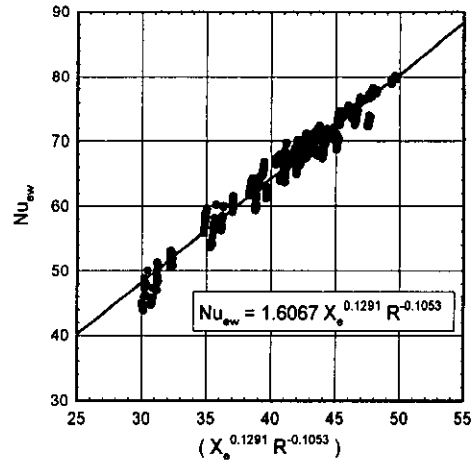


Fig. 13 Correlation of  $Nu_{ew}$  in evaporator with eqn. (30).

계수와와의 관계를 나타낸 것으로서  $X$ 가 증가함에 따라 열전달계수의 증가는 포화압력의 크기와는 관계없이 거의 같은 경향을 보이고 있다. 이것은 열유속의 무차원군  $W$ 가 포화상태의 물성치를 내포하고 있기 때문에 포화압력의 변화에 따라  $W$ 도 변화하고 이는  $X$ 를 변화시키는 종속관계를 갖고 있기 때문으로 사료된다. 따라서 증발부에서의 비등열전달계수는  $X$ 와의 관계 때문에 포화압력과는 관계가 매우 적음을 알 수 있다.

이와 같이 비등열전달계수는  $X$ 와 층액몰  $R$ 로서 무차원식으로 나타낼 수 있으며, 무차원계수를 구하기 위해서 Fig. 11과 같이 비등열전달계수와  $X$ 와의 관계를 나타내었는데  $X$ 의 지수는 0.1291로서 나타났다. 그리고 Fig. 12는 열유속이  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 의 범위 내에서 각각의 층액몰에 대한 비등열전달계수를 나타낸 것인데 층액몰이 증가할수록 비등열전달계수는 약간 감소하여  $R$ 의 지수가  $-0.1053$ 으로 나타났다.<sup>(12)</sup>

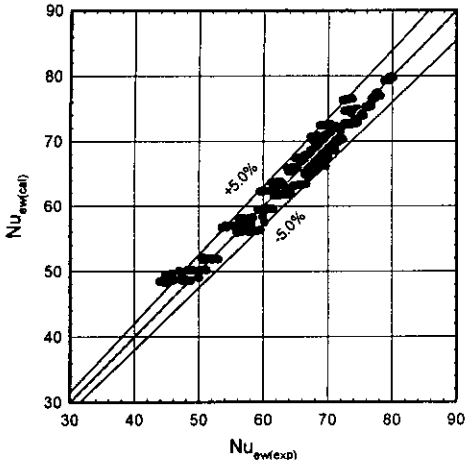


Fig. 14 Comparison of correlating equation given by eqn. (30) and experimental value.

Fig. 13은 비등열전달계수와  $(X_e^{0.1291} R^{-0.1053})$ 의 관계를 나타낸 것인데 선형적으로 증가하며, 실험치와 같은 경향을 보이므로 다음과 같이 증발부에서의 비등열전달계수를 열유속과 기하학적인 구조를 무차원화시킨  $X$ 와 작동유체 충액률  $R$ 로서 표현할 수 있다.

$$Nu_{ew} = 1.6067 X_e^{0.1291} R^{-0.1053} \quad (30)$$

Fig. 14는 식(30)의 무차원식으로 계산한 비등열전달계수와 실험에서 구한 비등열전달계수의 오차를 비교분석한 것인데 비교적 5% 범위 내에서 잘 일치하므로 본 해석이 타당함을 알 수 있다.<sup>(13)</sup>

#### 4.4 응축부에서 응축열전달계수의 무차원식

증발부에서의 비등열전달계수에서 같이 무차원계수를 구하기 위해서 응축열전달계수와  $X$ 와의 관계를 나타내었는데  $X$ 의 지수는  $-0.1666$ 으로 나타났다. 열유속이  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 의 범위 내에서 각각의 충액률에 대해 응축열전달계수를 나타낸 것인데 충액률이 증가할수록 응축열전달계수는 감소하여  $R$ 의 지수가  $-0.2971$ 로 나타났다. 따라서 응축열전달계수의 무차원식을 구한 것이 Fig. 15로서 다음과 같이 나타났다.

$$Nu_{cw} = 1.276 \times 10^4 X_c^{-0.1666} R^{-0.2971} \quad (31)$$

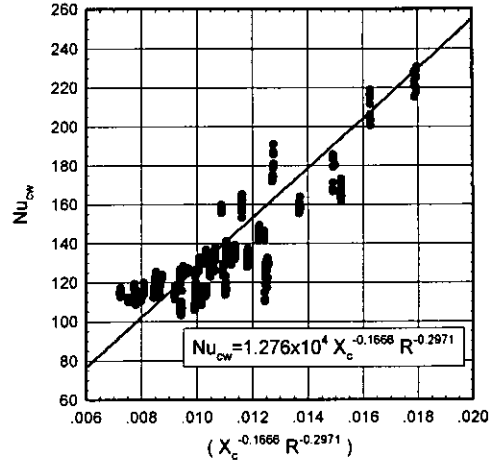


Fig. 15 Correlation of  $Nu_{cw}$  in condenser with eqn. (31).

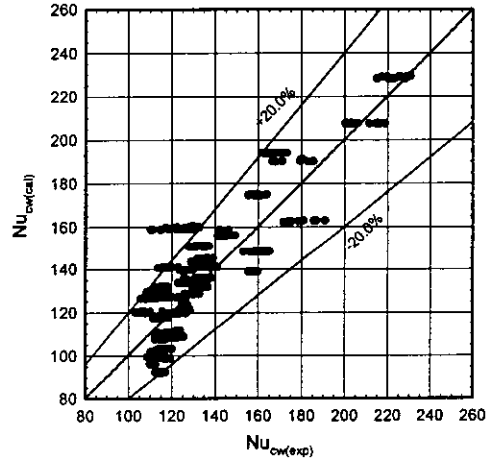


Fig. 16 Comparison of correlating equation given by eqn. (31) and experimental value.

Fig. 16은 식(31)의 무차원식으로 계산한 응축열전달계수와 실험에서 구한 응축열전달계수의 오차를 비교 분석한 것인데 약 20% 정도의 오차를 보이고 있어 포화압력을 포함하는 무차원식보다 오차가 10% 정도 감소하였다. 따라서 응축열전달계수는 열유속과 기하학적인 구조의 무차원군  $X$ 와 충액률  $R$ 로서 무차원식으로 나타낼 수 있으며, 증발부에서의 비등열전달계수의 오차보다도 다소 크게 나타나는 것은 응축부 외부에서의 냉각수 온도 및 유량의 변화에 따른 외부의 열전달계수의 변화가 이에 대한 영향을 끼치기 때문으로 사료된다.

## 5. 결 론

루프 써모사이폰을 제작하여 작동유체로서 증류수를 사용하고 충액률과 열유속을 변화시키면서 성능실험을 수행한 결과 다음과 같은 최적의 충액률과 비등 및 응축열전달계수의 상관식을 얻을 수 있었다.

(1) 열유속이  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 작동유체 충액률이 40% 이하에서는 dry-out이 발생하고, 70% 이상에서는 충액량이 과다하여 열전달 효과가 감소하는 경향을 보였으며, 최적의 충액률은 50%로서 이는 dry-out이 일어나지 않고 작동유체의 액 pool 비등 높이가 증발부 전체를 침만할 때가 가장 효과가 높은 것으로 나타났다.

(2) 열유속이  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 열유속과 기하학적인 구조의 무차원군  $X$ 와 충액률  $R$ 로 나타낸 증발부의 비등열전달계수를 실험치와 비교해 보면 약 5%의 오차를 보이고 있어 오차범위를 크게 벗어나지 않으며, 비등열전달계수의 무차원식은 다음과 같다.

$$\text{Nu}_{ew} = 1.6067 X_e^{0.1291} R^{-0.1053}$$

(3) 열유속이  $13 \sim 78 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 열유속과 기하학적인 구조의 무차원군  $X$ 와 충액률  $R$ 로 나타낸 응축부의 응축열전달계수를 실험치와 비교해보면 약 20% 정도의 오차를 보이고 있으며, 응축열전달계수의 무차원식은 다음과 같다.

$$\text{Nu}_{cw} = 1.276 \times 10^4 X_c^{-0.1666} R^{-0.2971}$$

## 참고문헌

1. K.W. Lee, K.C. Chang and S.H. Hong, 1998, Development of heat exchanger with separate type heat pipe, the Final Report of Ministry of Commerce and Industry
2. Faghri, A., 1995, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis Publishing Co.
3. McDonald, T. W. and Stauder, F. A., 1986, Experimental study of a two-phase thermosyphon loop heat exchanger, ASHRAE Transactions, Vol. 92, Part 2, pp. 486-493.
4. Ali, A. F. M. and McDonald, T. W., 1977, Thermosyphon loop performance characteristics: Part 2. Simulation Program, ASHRAE Transactions, Vol. 83, Part 2, pp. 260-279.
5. Imura, H., Saito, Y. and Fujimoto, H., 1989, Flow and heat transfer characteristics in a closed-type two-phase loop thermosyphon, Trans. of the JAR, Vol. 6, No. 2, pp. 73-82.
6. Chen, Y., Gao, M. and Xin, M., 1984, Experiments of heat transfer performance of separate type thermosyphon, 5IHPC.
7. Mou K. and Chang H., 1988, Study on percentage of liquid filling of separate type heat pipe, 3IHPS.
8. T.Y. Kim, 1989, Study on the flow stability and heat transfer characteristics of closed rectangular thermosyphon loop, the Thesis of Ph.D in Yonsei Univ.
9. Collier, J. G., 1972, Convective boiling and condensation, 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, New York.
10. Huang, B. J. and Zelaya, R., 1988, Heat transfer behavior of a rectangular thermosyphon loop, Journal of Heat Transfer Transactions of the ASME, Vol. 110, pp. 487-493.
11. K.C. Chang, K.W. Lee and S.Y. Yoo, 1998, Experimental study on the heat transfer characteristics of separate type thermosyphon, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.10, No.9, pp. 22-32.
12. K.C. Chang, K.W. Lee and S.Y. Yoo, 1999, Correlation of heat transfer coefficient in separate type thermosyphon, Proceedings of the SAREK'99 Summer Annual Conference, pp. 77-83.
13. Stephan, Karl and Auracher, Hein, 1981, Correlations for nucleate boiling heat transfer in forced convection, Int. J. Heat Mass transfer, Vol. 24, pp. 99-107.