

## 작은 유로 내에서의 흐름응축 열전달 (I) - 새로운 실험기법의 개발 -

신 정 섭\* · 김 무 환†

(2004년 6월 8일 접수, 2004년 9월 15일 심사완료)

### Flow Condensation Inside Mini-Channels (I) - Development of New Experimental Technique -

Jeong Seob Shin and Moo Hwan Kim

**Key Words :** Mini-Channel(작은 유로), Two-Phase Flow(2상유동), Flow Condensation(흐름응축), Heat Transfer(열전달)

#### Abstract

With traditional experimental methods such as the secondary fluid (e.g., water) calorimetric method, it is very difficult to accurately test the local condensation heat transfer inside mini-channels. Hence, there are large discrepancies between the results of previous studies. The experimental methods as well as unidentified sources of uncertainties could be reasons for such discrepancies. In this study, innovative experimental techniques were developed to measure the in-tube condensation heat transfer coefficient. With these techniques, very low heat dissipation rates such as several watts from the mini-channel could be estimated and low mass flow rates below the 0.1 kg/h could be measured with reasonable uncertainties. To the authors' knowledge, these techniques provide a unique experimental apparatus for measuring the condensation heat transfer coefficients inside the sub-millimeter hydraulic diameter single channels.

#### 기호설명

A : 표면적 [ $m^2$ ]  
D : 유로의 직경 [m]  
g : 중력가속도 [ $9.807 m/s^2$ ]  
G : 질량유속 [ $kg/m^2s$ ]  
h : 액면의 높이 [m]  
L : 길이 [m]  
m : 질량 [kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]  
p : 압력 [kPa]  
 $q''$  : 열유속 [ $kW/m^2$ ]  
 $\dot{Q}$  : 열전달률 [W]  
T : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

t : 시간 [sec]  
x : 건조  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

#### 하첨자

a : 가속항  
amb : 주위공기  
est : 예측값  
exp : 측정값  
f : 마찰항  
heater : 히터관  
h\_surf : 히터관측 표면  
i : 내면  
in : 입구  
o : 외면  
out : 출구  
r\_surf : 냉매관측 표면  
tube : 시험관

\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과  
E-mail : mhkim@postech.ac.kr  
TEL : (054)279-2165 FAX : (054)279-3199

## 1. 서론

최근 컴퓨터, 정보통신 기기 및 디스플레이 기기 등의 비약적인 발전으로 인해 국소 공간에서의 에너지 사용량이 크게 증가하고 있다. 그러므로 필연적으로 발생하는 열의 효과적인 방출이 요구되며 이것은 제품의 성능이나 신뢰성에 결정적인 요인이 되므로 많은 경우 제품의 개발과정에서 가장 어려운 문제 중의 하나가 되고 있다.

한편, 이러한 국소 공간에서의 집중적인 열교환 과정엔 상변화를 이용하는 것이 열전달 측면에서 유리하며, 수력직경이 작은 유로일수록 열전달 향상을 기대할 수 있다. 그러므로 작은 유로에서의 상변화 열전달에 관한 연구가 크게 증가하고 있는데 증발과정의 경우 냉각 능력과 직접적인 관련이 있고 비교적 실험이 용이하므로 응축과정에 비해 상대적으로 많은 연구가 수행되고 있다. 하지만 냉각시스템의 온도나 효율은 응축 성능에 의해 주도적으로 결정되므로 그 중요성을 감안할 때 지금까지의 응축관련 연구는 매우 부족한 실정이다.

유로의 크기를 막론하고 흐름 응축 열전달 실험은 매우 어려운 작업이며 특히 기존의 실험방법으로는 작은 유로에서 연구를 수행하는데 분명한 한계가 있다. 그래서 이미 오래 전부터 대부분의 자동차에는 수력직경이 0.5~2.0 mm 정도되는 납작관형 알루미늄 응축기가 사용되고 있음에도 불구하고 아직까지 그 기초자료는 많지 않고 실제 응용범위에서 다소 벗어난 조건에서의 결과들이 많이 소개되고 있는 형편이다.

한편, 최근엔 기존 측정 방법을 부분적으로 개선한 새로운 실험 기법의 응축열전달 연구들이 소개되고 있다.<sup>(1-3)</sup> 그러나 현재까지 발표된 새로운 기법들을 이용해도 실험 가능한 최소 응축열량은 100 W 정도가 그 한계이기 때문에 수력직경 1 mm 이하의 단일 관에서와 같이 수 와트의 열교환량을 측정해야 하는 경우엔 적용하기 어렵다.

본 연구에서는 작은 유로에 적합한 새로운 관내 응축 실험기법을 개발하여 수 와트 내외의 응축열량을 비교적 정확하고 용이하게 측정하고 제어할 수 있게 되었다. 또한 폐회로 내에서의 질량유량 측정기법을 개발하여 분당 수 그램의 범위에서도 만족스럽게 측정할 수 있게 되었다. 본 논문에서는 기존엔 간과되었으나 작은 유로에서 큰 오차를 유발할 수 있는 측정상의 불확실성 요인들을 고려해 보고, 작은 유로 내에서의 흐름 응축 열전달 연구를 위해 새로 개발된 측정 기법들을 설명하고자 한다.

## 2. 불확실성의 요인

### 2.1 응축열량 측정

응축열전달은 열의 방출을 의미하므로 냉각시키기 위해서는 일반적으로 2차 유체가 필요하게 되며 기존에는 2차 유체의 열량을 측정함으로써 시험부에서의 실제 응축열량을 평가하였다. 그러므로 열교환량을 구하기 위해선 2차 유체의 질량유량, 비열, 온도차 등의 정확한 정보가 요구되는데, 응축부의 수력직경이 작아질수록 유로당 열교환량이나 질량유량이 감소하게 되어 측정에서의 불확실성이 크게 증가하게 된다. 특히 전통적인 응축열전달 실험 방법들로는 기존 관에서 조차 열교환량을 자유롭게 제어하거나 균일한 열유속 조건을 만들기 힘든 형편이다.

단일 유로에서는 응축열량뿐만 아니라 냉매의 질량유량 역시 기존 방법으로는 측정이 어렵기 때문에 단일 유로 대신 다중 유로(multi-channel)에서의 연구가 집중적으로 수행되고 있다. 그러나 이 경우 유로간 유량이나 유동 특성의 불균일 문제가 있고, 단면 형상의 정확한 치수를 얻기가 어려우며 단일 유로에 비해 제작상의 난점으로 인해 보다 기초적인 연구를 수행하기 어렵다고 판단된다.

### 2.2 열누설

내경이 0.5 mm 정도인 단일관에서 의미 있는 응축 열전달 실험을 하기 위해선 1 W 정도의 매우 적은 열량을 측정할 수 있어야 한다. 하지만 기존과 같이 응축 시험관과 열교환된 2차 유체의 열량을 측정하는 방식이라면 아무리 단열을 철저히 해도 주위로의 열누설량이 오히려 더 많거나 비슷한 정도가 된다. 열누설량이 많고 적음보다 더 문제는 그 양을 알 수 없기 때문에 정확한 실험이 어렵다는 것이다. 그러므로 이런 스케일에서의 실험이 가능하려면 열누설량을 정확히 예측하거나 또는 열누설을 고려하지 않아도 되는 방법을 사용해야 한다.

### 2.3 단면 치수

수력직경이 작은 유로에서는 단면 치수를 정확히 아는 것이 중요하다. 그러나 실제로는 측정의 어려움 때문에 제작 업체에서 제공하는 제작 사양을 그대로 사용하는 경우가 많은데 이 경우 제조상의 공차로 인해 원래 치수와 차이가 클 수 있다. 또한 유로 단면형상의 불균일로 인해 국부 위치에서의 측정 결과와 평균값과는 차이가 발생하게 되는데 이러한 유로 단면 치수의 정확도는 열전달계수 및 압력강하의 측정 정확도와 직접적으

로 관계된다. 제조사양과 실측값과의 수력직경 차이가 적게는 수 퍼센트에서 많게는 10%가 넘음을 감안할 때 지금까지는 이러한 중요성이 간과되어 있었다.

#### 2.4 시험부에서의 비선형성

실제로는 응축과정 중 시험관을 따른 국부적인 위치에서의 건도, 표면온도, 열유속, 열전달계수 등 모든 값들은 일정하지도, 선형적으로 변하지도 않는다. 실험 조건이나 여러 많은 인자들에 의해 복잡하게 결정되어 비선형적으로 변하게 된다. 그러나 실험을 통해 결과로 도출한 값은 시험부 입출구 측정값들의 산술 평균이거나 시험관을 따라 측정된 값들의 단순한 평균일 뿐, 시험부의 대표 값과는 엄밀히 다르다. 이 차이는 응축과정이 비선형적일수록 커지는데 실제 실험에서 그 값을 예측하여 결과에 반영하기는 어렵다.

그 대신 저자들은 이런 비선형성의 영향을 분석하고 가급적 줄여서 측정 결과의 신뢰도를 높이고자 기존의 실험과정을 시뮬레이션 하였다. 즉 시험부가 수냉식 2중관으로 구성되는 경우 냉매측엔 Akers 등<sup>(4)</sup>의 상관식을, 환형공간의 물측엔 Dittus-Boelter<sup>(5)</sup>의 상관식을 각각 적용하여 대항류, 평행류, 교차류, 등열유속 열교환 조건일 때 관경, 시험부 길이, 유체의 온도, 유체의 유량 등을 변화시키면서 시험부 길이 방향의 국소 열전달계수, 열유속, 온도 등의 변화를 관찰하였다. 그래서 이런 값들의 비선형적인 변화가 실제 실험에서 얼마나 오차를 유발하는지 모사해 보았고 이 오차를 줄이기 위한 실험 조건을 찾고자 했다.

시뮬레이션 결과, 예상했던 대로 많은 오차가 발생하여 경우에 따라서는 5%를 넘기도 하였다. 그런데 너무나 여러 인자들에 의해 비선형적인 분포가 결정되어서 실제 실험에서는 통제하기 힘들다고 판단되었으며 이런 이유에서 본 논문에선 구체적인 시뮬레이션 결과는 소개하지 않는다. 그러나 결론적으로, 비선형성을 줄이기 위한 가장 쉽고 효과적인 방법은 시험부 입출구의 건도차를 줄이는 것이다. 이것은 근본적으로, 시험부 길이를 가급적 짧게 하여 달성할 수 있다. 그러나 기존의 실험방법으로는 시험부 길이를 짧게 하는데 한계가 있으며, 현재까지의 작은 유로 내 흐름응축 열전달 관련 연구들에서 시험부 길이는 대부분 0.5~1.5m 정도가 된다. 불행히도 이렇게 긴 시험부는 비선형성의 증가뿐 아니라 낮은 질량유속 조건에서의 실험 자체를 불가능하게 만드는 이유가 되기도 한다.

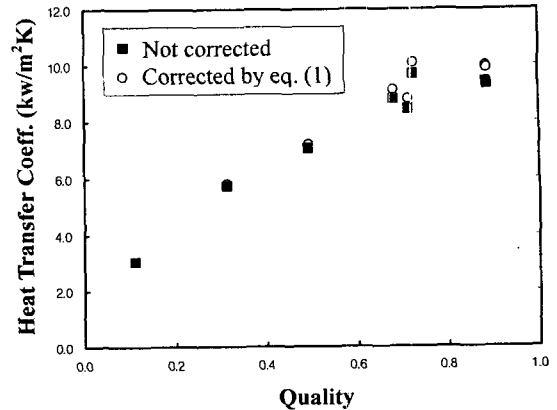


Fig. 1 Inlet and outlet effect on heat transfer coefficient ( $D_i=0.691$  mm,  $G=600$  kg/m<sup>2</sup>s,  $q''=10$  kW/m<sup>2</sup>)

#### 2.5 시험부 냉매 평균온도

수평 유로 내에서 응축이 생길 경우 시험부 입출구의 연결부에서 측정된 총 압력변화량( $\Delta p_{exp}$ )은 식 (1)과 같이 마찰항( $\Delta p_f$ ), 가속항( $\Delta p_a$ ), 입구 급속소항( $\Delta p_{in}$ )과 출구 급속대항( $\Delta p_{out}$ ) 등으로 구성된다.

$$\Delta p_{exp} = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_{in} + \Delta p_{out} \quad (1)$$

이것은 시험부를 따라서 냉매의 평균온도 역시 변화한다는 것을 나타내며, 시험부의 평균온도는 입출구에서 온도의 산술평균값과는 다르다는 것을 의미한다. 특히 위 항들 중에서 시험부 입구에서의 급속소 압력 손실항과 출구에서의 급속대 압력 회복항으로 인해 시험부 입출구 접속구에서 측정된 온도나 압력이 진정한 시험부 입출구에서의 값이 아닐 것이다. 한편, 기존 관들은 관벽의 두께가 수력직경에 비해서 크지 않고, 시험부 입출구 연결부도 관 크기와 큰 차이가 없어서 이런 항들을 고려하지 않아도 별 문제가 없었고 실제로 기존의 연구에서는 무시되었던 부분이다. 하지만 수력직경이 작아질수록 관 크기에 비해 관 두께나 연결부의 크기가 상대적으로 커지므로 많은 오차를 유발할 수 있다. 실제 실험에서 이 오차는 관경이 작아질수록, 질량유량이 증가할수록, 입구 건도가 높을수록 증가하므로 반드시 고려해야 한다.

Fig. 1은 내경 0.691 mm, 외경 1.81 mm인 원관에서 R134a가 질량유속 600 kg/m<sup>2</sup>s 일때에, 이런 입출구에서의 압력변화를 고려하지 않고 산출된 열전달계수의 결과와 식 (1)을 이용하여 압력 수정 후 구해진 결과를 비교한 것이다. 여기서 가속항 및 입출구 압력변화항들은 Collier와 Thome<sup>(6)</sup>의 관계식들을 이용하여 예측하였다. 이런 항들을 무시

할 경우 건도가 높은 영역에서 약 6%나 되는 오차가 발생하는 것을 볼 수 있다.

2.6 Wilson Plot법<sup>(7)</sup>의 사용

Wilson Plot법은 냉매 측의 관벽온도를 직접 측정하지 않고도 관내 열전달계수를 구할 수 있어서 오래 전부터 열전달 실험에 많이 사용되고 있다. 특히 기존의 방법과 같이 2중관 수냉식 형태의 시험부에서는관이 작아질수록 관벽온도를 직접 측정하기가 열전대의 설치면에서도 매우 어려운 작업이므로 Wilson Plot법은 아주 유용한 실험 기법이라고 할 수 있다.

한편, Wilson Plot법으로 2중관 형태의 시험부에서 정확히 측정하기 위해선 관내측에 비해서 환형공간의 열저항이 작을수록 좋다. 그러나 수력직경이 작아질수록 관내측 열전달계수가 커져서 환형공간의 열저항을 상대적으로 줄이기 어렵게 된다. 또한 매우 작은 환형 공간으로 제작되어야 하므로 2중관 내에서 가늘고 긴 냉매관이 중심선상에 위치하기 어렵다.

또한 수질 관리를 철저히 하지 않으면 관벽에 생기는 파울링으로 환형공간의 물측 열전달계수가 크게 변할 수 있으므로 주의를 필요로 한다.

3. 실험 기법의 개발

앞서 언급한 기존 실험방법의 문제를 해결하거나 개선하지 않는다면 작은 유로에서의 응축 열전달 연구는 매우 제한적일 수 밖에 없고, 실제 산업분야에 이용되는 범위를 벗어나, 특정 영역이나 비실용적 영역에서의 연구결과에 치중하게 될 것이다. 더욱이 많은 불확실성이 포함된 방법으로는 연구 결과의 신뢰성을 보장하기 어렵다. 그러므로 여기서는 이러한 기존 문제를 해결하거나 개선하기 위해 개발한 독창적인 기법들을 소개한다.

3.1 열전달량의 측정

Fig. 2는 열전달계수 측정 방법을 설명하기 위한 시험부의 개념도이다. 회전수가 조절되는 송풍기가 부착되고, 같은 풍량이 공급되는 두개의 대칭된 덕트 중 한쪽(왼편)에 응축 시험관이 위치하고 있다. 관 주위 공기와의 열교환에 의해 관내의 냉매가 응축되는데 풍량을 변화시키면 응축열량을 조절할 수 있다. 만약 여기서 응축열량을 알면 관벽온도와 냉매의 온도차를 측정하여 열전달계수를 구할 수 있는데, 이 응축열량을 구하기 위해 그림의 오른쪽과 같이 동일한 덕트를 하나 더 구성하

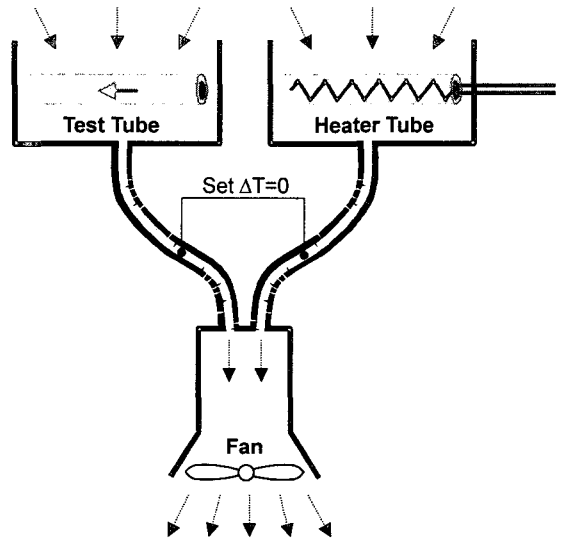


Fig. 2 Conceptual schematic diagram of the heat dissipation measurement

게 된다. 오른쪽 덕트에도 실험에 사용한 것과 같은 관을 위치시켜 기하학적으로 좌우 덕트가 동일하게 만드는데, 이 오른쪽 관 안에는 냉매 대신 히터선을 삽입하여 가변 전압공급기로 전원을 인가하게 된다. 만약 왼편 응축 시험관에서의 열량과 오른편 히터 삽입관에서의 발열량이 같다면 양쪽 덕트 출구에서의 평균 공기온도가 서로 같게 되므로 이때 히터에 투입된 전력으로부터 응축열량을 구할 수 있게 된다. 이 방법에 따르면 기존 방법에 비해 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- (1) 2차측 유체의 정보들(유량, 비열, 입출구 온도차 등)을 구할 필요가 없으므로 장치가 간단하게 구성된다.
- (2) 공랭식 송풍기-덕트 구성이므로 매우 적은 응축 열량도 쉽고 정교하게 제어할 수 있다.
- (3) 기존 방법에서 큰 문제였던 시험부에서의 열누설을 본 방법에서는 원천적으로 고려하지 않아도 된다.
- (4) 2차 유체가 폐회로를 구성하는 것이 아니므로 2차 유체측 입출구 접속구가 없고, 시험부의 길이를 짧게 할 수 있어서 국소 열전달 계수 측정에 유리하고, 응축과정 중의 비선형적 변화로 인한 오차를 줄일 수 있다.
- (5) 2차 유체와 냉매간 직교류형 열교환이 되므로 시험부를 따라 보다 균일한 열전달 조건을 만들 수 있다.
- (6) 시험부에서 물을 다루지 않으므로 장치의 제작이나 취급이 용이하다.

한편, 이 방법은 원리상 매우 간단하지만 실제 시험부를 구현하기엔 어렵고 불리한 점이 있다. 두개의 동일한 기하학적 구조를 만들어 똑같은 풍량을 공급하기도 어렵고 덕트 출구의 온도를 정확히 측정하는 것도 쉽지 않은 일이다. 또한 나관(bare tube)으로는 넓은 범위의 열유속 조건에서 실험하기에 적합하지 않다. 그래서 실제 시험부는 Fig. 3과 같은 구조를 가지고 있다. 구멍이 뚫린 판형 핀 위에 응축 시험관과 히터 삽입관을 대칭적으로 납땜하여 위치시켰다. 사용한 핀은 PCB의 제작공정을 이용하여 특별 주문한 것으로, 시중의 일반적인 양면 만능기판과 같이 두께 1.8mm, 구

멍지름 1.0mm, 구멍간격 2.54mm로 되어 있고 외관상으로도 매우 흡사하다. 이렇게 관이 부착된 판형 핀으로 덕트의 입구 전면을 막고, 덕트 출구에 있는 송풍기에 의해 공기를 흡입함으로써 주위공기와 열교환이 되도록 하였다. 이 경우 덕트 내는 일정한 부압을 유지하게 되므로 핀의 각 구멍에서 균일한 풍속을 기대할 수 있다.

한편 응축 시험부와 히터 삽입부의 열량을 비교하기 위해, 두 부분에서의 평균 핀 표면 온도를 측정하여 이 두 값이 같을 경우 열량이 서로 같다고 보았다. 즉, 열전달 면적을 늘리기 위해 두 관을 핀에 부착하여 열교환시키고, 덕트 출구의 공기 온도 대신 평균 핀 표면 온도를 측정하여 비교하는 원리이다. 물론 이럴 경우 핀 표면 온도가 균일하거나 선형적인 분포를 가져야만 개발한 측정방법과 원리적으로 부합되는데 본 연구에서 실제 제작한 시험부의 핀 표면을 따른 온도 측정값 차이는 최대  $\pm 0.7^{\circ}\text{C}$  정도 밖에 나지 않아, 주위온도와 측정된 핀 표면온도와의 차이가 통상  $10^{\circ}\text{C}$  내외가 되는 실험 조건임을 고려할 때 문제가 없다고 판단된다. 즉, 이러한 조건에서의 공기측 평균 열전달계수는 핀표면을 균일한 온도로 가정할 때의 경우와 실질적으로 같다고 볼 수 있으므로 본 측정원리의 적용이 가능하다.

Fig. 4는 시험부의 실제 사진을 나타낸다. 시험부의 유효 길이는 171mm이다. 응축 열량을 측정하기 위한 히터관 쪽에는 니크롬선 히터를 사용하였는데 니크롬선은 절연을 위해 피복을 입힌 후 관내에 삽입되어 직류전압 공급장치와 연결되어 있다. 관 표면 온도를 측정하기 위해 3개의 지름 0.12mm인 T형 열전대를 등간격으로 관벽에 부착하였고, 두 핀 표면에 각각 3개의 열전대를 부착하여 시험관의 열유속을 측정하였다. 절대압력과 차압은 시험부 입출구의 연결부에서 측정하였으며, 중력의 영향을 없애기 위해 압력 센서와 압력 포트는 시험관과 같은 높이로 평행하게 설치하였다.

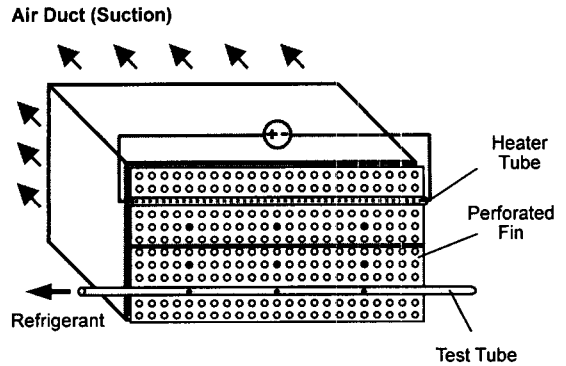


Fig. 3 Schematic diagram of the actual test section

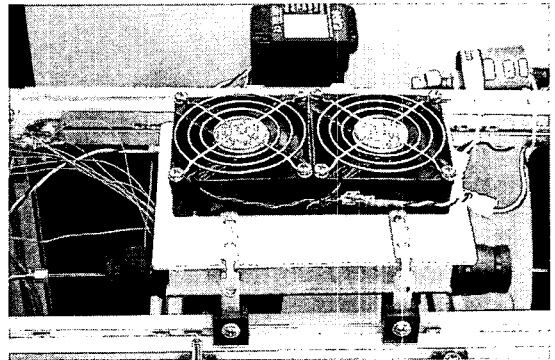


Fig. 4 Test section

또한 입출구 부분에 투명한 테프론관을 설치하여 냉매의 유동 상태를 모니터할 수 있도록 하였다.

시험부 입출구의 연결부위는 단열을 하였는데, 온도 측정위치와는 거리적으로 떨어져 있어서 시험관을 따른 전도열전달은 측정에 영향을 미치지 못할 것으로 판단된다.

한편, 실제 실험 중에서 두 핀 표면의 평균온도를 일치시키는 것은 매우 어려운 일이다. 만약 핀 표면 전체에서 공기측 열전달계수가 변하지 않는다면 동일 풍량에서 열교환량은 핀 표면온도와 주위온도와의 차이에 비례한다고 볼 수 있다. 그런데 두 핀 표면의 평균 온도 차이가 크지 않다면 두 표면에서의 평균 열전달계수를 같다고 봐도 무방하므로 두 표면의 평균 온도를 일치시키지 않아도 응축열량을 예측할 수 있다. 예를 들면, 히터관 측 평균 핀 표면온도가 주위온도보다  $10^{\circ}\text{C}$  높을 때 냉매관 측 평균 핀 표면온도가 주위온도보다  $10.1^{\circ}\text{C}$  높다면 응축열량은 히터 전력량의 101%라고 볼 수 있다. 이러한 원리를 이용하여 실제 실험에선 두 핀 표면간 평균온도 차이를 약  $0.5^{\circ}\text{C}$  이내에 들어오도록 한 후 다음 식을 사용하여 응축열량을 예측하였다.

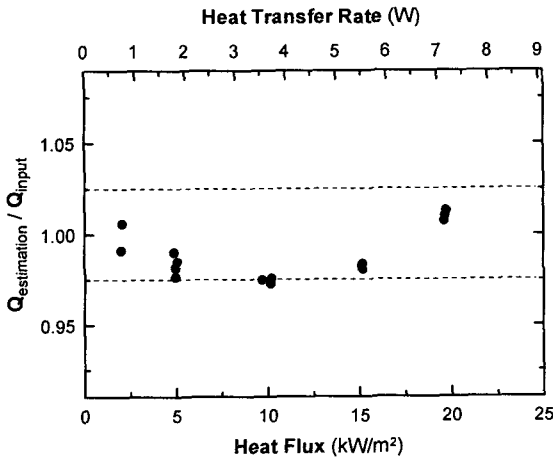


Fig. 5 Preliminary verification test of the test section (with  $D_r=0.691$  mm circular tube)

$$\dot{Q}_{est} = \frac{T_{r,surf} - T_{amb}}{T_{h,surf} - T_{amb}} \dot{Q}_{heater} \quad (2)$$

여기서  $\dot{Q}_{est}$  는 냉매관에서의 응축열량 예측값,  $\dot{Q}_{heater}$  는 히터관에서의 히터 발열량,  $T_{r,surf}$  는 냉매관측 핀의 평균 표면온도,  $T_{h,surf}$  는 히터관측 핀의 평균 표면온도, 그리고  $T_{amb}$  는 주변 공기온도이다.

본 실험방법은 그 정확성을 직접적으로 검증하기 어려우나 계측상의 정확성을 확인하고 핀 표면온도의 적당한 측정 위치를 결정하기 위해 냉매관에도 또 하나의 히터를 삽입하여 실제 이 히터로의 투입 전력량과 상기 방법으로 측정하여 식 (2)로 예측된 발열량을 비교해 보았다. 그 결과를 Fig. 5에 나타내었는데 열전달량이 약 0.75~7.0W의 범위에서 최대 2.6%, 표준편차 1.4%라는 만족할만한 결과를 얻었다.

### 3.2 질량유량의 측정

수력직경 1 mm 이하의 유로에서 응축열전달 실험을 수행하기 위해선 0.1 kg/h 정도의 미세한 질량유량을 측정할 수 있음은 물론, 상당히 넓은 질량유량 범위에서도 측정 정밀도를 잃지 않아야 한다. 또한 시스템 전체에 들어가는 냉매량이 수십 ml에 불과하고 수수되는 열량이 매우 적으므로 질량유량계 등 센서의 설치로 인해 실험 장치의 운전이나 안정화에 영향을 주어서는 곤란하다. 그러나 본 연구와 같은 실험에 적합한 유량계에 대한 정보는 시중 유량계에서 찾기가 힘들다.

본 연구에서는 냉매 펌프 직전에 일반적으로 필요하게 되는 수액기를 이용하여 질량유량을 측

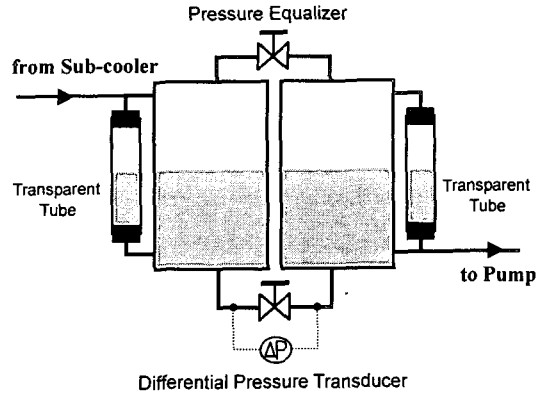


Fig. 6 Schematic of the mass flow meter

정하였다. Fig. 6은 그 구성도를 나타낸다. 유량계는 두개의 동일한 수액기 탱크와 두 탱크를 연결하는 배관 및 개폐 밸브, 그리고 투명 관으로 구성된다. 정상 조건에서는 두 수액기 탱크의 상하 밸브가 모두 열려있는 상태로 운전되기 때문에 두 탱크에서의 액냉매 수위는 같게 된다. 만약 Fig. 6의 수액기 하부 밸브만 닫고 위쪽 배관은 열어두어 균압관이 되도록 하면 오른쪽 탱크의 수위는 감소하고 왼쪽 탱크의 수위는 증가하게 된다. 그러므로 차압계를 이용하여 두 수액기 사이의 시간에 따른 차압 변화율을 측정하면 다음의 식으로부터 질량 유량을 직접 구할 수 있다.

$$\Delta p = \rho g \Delta h \quad (3)$$

$$\Delta m = \rho \frac{\Delta h}{2} A = \frac{\Delta p}{2g} A \quad (4)$$

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (5)$$

여기서  $\Delta p$  는 두 탱크간의 차압이고,  $\rho$  는 액냉매의 밀도,  $g$  는 중력가속도,  $\Delta h$  는 두 탱크간 냉매의 액면 높이차,  $\Delta m$  는 시간  $\Delta t$  동안 수액기를 통과한 질량, 그리고  $A$  는 각 탱크의 내부 단면적이다. 이렇게 두개의 탱크를 이용함으로써 차압 계측상의 감도가 2배로 증가하고 수액기를 통한 유입과 유출 냉매유량을 평균화하는 효과가 있다. 또한 수액기 탱크의 크기만 바꾸면 전혀 다른 질량유량 범위에서도 측정이 가능하다.

한편, 이러한 방법은 물-공기와 같은 기액 2성분 유동에 대해서 제안된 바<sup>(8)</sup>가 있으나 유체가

포화상태일 때에 대한 고려는 되어 있지 않다. 즉, 실제의 상황에서는 두 탱크 사이에서 냉매간 포화 온도(또는 포화압력)차가 미세하나마 존재하며 이로 인해 한쪽 탱크에서는 증발하고 한쪽 탱크에서는 응축하는 현상이 발생한다. 이것은 Fig. 6에 나타난 균압관(pressure equalizer)을 통해서 기상냉매의 유동이 있다는 것을 의미하며 실험조건에 따라 그 유량이나 방향이 다르지만 적지 않은 양이 라는 값을 정확히 구하지 않고는 원하는 실험을 할 수가 없다. 예를 들어 R134a의 포화온도 40°C 근처에서 0.01°C의 포화온도 차이에 해당하는 포화압력의 차이는 280 Pa(=28.6mmH<sub>2</sub>O)이나 된다.

본 연구에서는 균압관을 통하는 이러한 유량을 구하여 차압계로 읽은 유량을 보정하기 위해 리시버 하부의 밸브는 열고 상부 균압관에 설치한 밸브는 닫았다. 만약 균압관을 통한 유량이 없다면 두 탱크간의 액면 높이는 같은 상태로 유지될 것이지만 실제로는 액면 높이가 변하며 그로 인한 탱크에서의 기상냉매 체적의 변화가 균압관을 통한 이동량과 근사적으로 같다고 보고 구하였다. 실제 실험에서는 균압관을 통한 냉매의 이동량이 총 냉매유량의 10% 내외까지 되기도 하였다.

이러한 방법을 통해 본 연구에서는 1.016 g/min 정도의 적은 유량도 상당히 안정적으로 측정할 수 있게 되었으며 그 결과가 Fig. 7에 나타나 있다. 이 그래프는 2초 간격으로 20회 취득한 차압계 신호와 그 기울기를 나타낸다. 참고로 이 유량은 내경 0.5 mm인 원관에서 R134a의 질량유속이 약 100 kg/m<sup>2</sup>s 범위인 실험을 수행할 때의 유량이다.

### 3.3 수력직경의 측정

본 연구에서는, 만약 재질의 밀도와 체적을 정확히 안다면 질량을 측정하지 않고도 계산하여 구할 수 있다는 원리를 이용하여 관의 평균 수력직경을 구하였다. 본 연구에서 사용한 시험관인 순동 재질의 원관을 예로 들면, 먼저 임의로 자른 시험관의 길이와 평균 외경을 정밀하게 측정하여 외곽 체적을 구한 후 동의 밀도를 곱하여 질량을 산출하면 이 값은 동관이 아니라 동봉일 때의 질량이 될 것이다. 그러므로 이 관의 실제 질량을 측정하고, 동봉이라 간주하고 계산된 질량과 비교하면 중공부분의 비율을 알 수 있다. 그러므로 다음 식을 사용하여 평균 내경을 구할 수 있게 된다.

$$\frac{D_o^2 - D_i^2}{D_o^2} = \frac{m_{tube}}{\rho \left( \frac{\pi D_o^2}{4} L \right)} \quad (6)$$

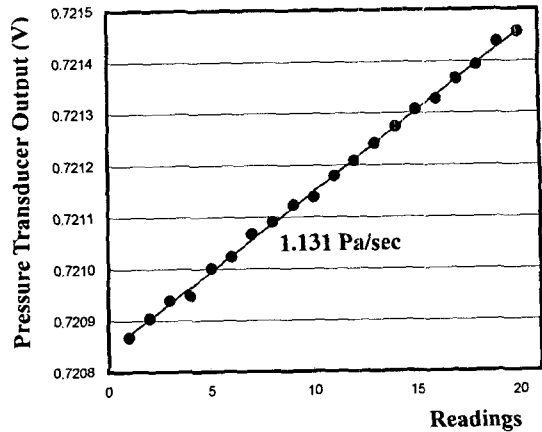


Fig. 7 Measurement result of the R134a mass flow rate at 0.061 kg/h (= 1.016 g/min)

여기서  $m_{tube}$ 는 관의 질량,  $\rho$ 는 관재질의 밀도,  $L$ 은 관의 길이, 그리고  $D_i$ 는 관의 내경,  $D_o$ 는 관의 외경을 의미하는데 우변 분모의 괄호 안의 값이 원관의 외곽체적을 나타낸다.

만약 원형이 아니라도 단면 형상을 아는 경우엔 위의 원리를 적용하여 중공 부분의 비율을 구할 수 있다. 사각단면인 경우, 바깥 모서리가 일정한 곡률을 가지는 형상이라 가정하고 바깥면 폭과 대각선 폭을 측정하여 위의 측정 원리에 따라 수력직경을 구하였다. 한편 본 방법을 검증하기 위해 순동 봉에 대해서 계산한 질량과 측정된 질량을 비교해본 결과 0.1%의 정확도로 일치하였다.

### 3.4 예열부에서의 열손실

예열부(pre-heater)는 흐름 응축열전달 실험 장치의 응축 시험부 전단에 설치되어, 액상이었던 냉매를 예열하여 일정량 증발시킴으로써 시험부 입구의 건도를 원하는 값으로 조절하는 역할을 하는 필수 구성품이다. 본 연구의 시험부에서는 측정 원리상 열손실 문제가 원천적으로 없지만, 예열기에서의 열손실 문제는 여전히 존재하며 적은 유량일수록 중요하게 된다. 즉 예열기에서의 정미 열교환량을 정확히 예측하지 못한다면 시험부에서의 건도값이 부정확해지는 것을 의미하므로 응축열전달계수나 압력 강하량에 대한 불확실성이 증가하게 된다.

한편, 적은 유량 조건에서는 예열기에서의 정미 열교환량 역시 감소하므로 경우에 따라서는 열누설량이 정미 열교환량보다 많게 되는 수도 있다. 예열기에서 단열을 철저히 해서 열누설량을 아무리 감소시킨다고 해도 한계가 있으므로, 그와 함께 열누설량을 정확하게 예측하는 것이 더욱 중요

하다고 볼 수 있다.

기존의 관내 상변화 열전달 실험의 예열부는 보통 냉매관 외벽에 히터선을 감거나 냉매관 자체를 전기저항체로 하여 전원을 인가하는 방식을 많이 사용하고 있다. 이런 경우 예열부 냉매관의 표면 온도는 정미 열교환량에 따라 변하므로 열누설량을 예측하기 위해선 시험 도중 예열부 표면의 온도를 측정해야 한다.

본 연구에서는 히터를 냉매관 내에 설치하였다. 그러므로 예열부의 바깥 표면온도는 냉매 포화온도에 의해 제한되며, 예열부에서의 정미 열교환량은 거의 영향 받지 않게 된다. 그러므로 기존의 방법에 비해 열누설량이 감소하게 되며, 모든 실험과정에 걸쳐서 안정적인 상태가 된다. 한편, 냉매의 흐름을 정지시키고, 예열부 히터선에 전원을 인가하여 냉매관의 표면온도가 실험조건에서의 냉매 포화온도와 같도록 만들면 그 때의 투입 히터 열량이 실제 실험 상황에서 예열부를 통한 열누설량과 근사적으로 같다고 볼 수 있다. 이런 방법에 의해 1차원 전도방정식으로 예측한 열누설량과 실제의 열누설량을 비교하여 검증할 수 있었으며, 그 결과 5% 정도 편차로 예측되었다. 이에 따라 시험부 입구의 건도 조건을 좀더 정확하게 조절할 수 있게 있었다.

### 3.5 실험 기법의 적용

저자들은 새로 개발한 기법들을 적용하여 실험 장치를 제작하였으며 그 결과 수력직경 0.35~1.0 mm인 원형 및 사각단면 단일 유로에서 R134a의 흐름응축 열전달 실험을 성공적으로 수행할 수 있었다. 저자들의 지식으로는, 본 연구는 다중 유로에서의 연구결과를 포함해서도 현재까지 가장 작은 유로 내에서 흐름응축 열전달 실험을 가능하게 한 기법이다.

## 4. 결론

본 연구에서는 작은 단일 유로 내에서의 흐름

응축열전달 연구를 위한 새롭고 독창적인 실험기법을 개발하였다. 이를 이용하여 기존엔 불가능했던 실험을 용이하고 정확히 할 수 있게 되었으며, 향후 작은 유로에서의 흐름 응축열전달 특성에 대한 기초 연구를 수행하는데 기여할 수 있을 것으로 기대한다.

## 후 기

이 논문은 국가지정 연구실 사업의 재정적 지원을 받아 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Koyama, S., Kuwahara, K., Nakashita, K. and Yamamoto, K., 2003, "An Experimental Study on Condensation of Refrigerant R134a in a Multi-Port Extruded Tube," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 425~432.
- (2) Baird, J.R., Fletcher, D.F. and Haynes, B.S., 2003, "Local Condensation Heat Transfer Rates in Fine Passages," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 4453~4466.
- (3) Garimellar, S., 2003, "Condensation Flow Mechanisms in Microchannels: Basis for Pressure Drop and Heat Transfer Models," *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, New York, USA, pp. 181~192.
- (4) Akers, W.W., Deans, H.A. and Crosser, O.K., 1959, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
- (5) Mills, A.F., 1992, *Heat Transfer*, Irwin Inc., USA, p. 270.
- (6) Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd edition, Oxford University Press, Oxford, U.K., p. 43, 109, 111.
- (7) Wilson, E.E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus," *Transactions of ASME*, Vol. 37, pp. 47~70.
- (8) Schnell, G., 1997, "Measurement of Very Small Liquid Flows," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 15, pp. 406~412.