

# 비단열 모세관 접합방법이 증기압축식 냉동사이클 성능에 미치는 영향 해석 이대용<sup>1</sup> · 박상구<sup>1</sup> · 김현정<sup>2</sup> · 정지환<sup>†</sup>

(원고접수일 : 2009년 9월 30일, 원고수정일 : 2009년 11월 11일, 심사완료일 : 2009년 11월 18일)

## Analysis of Vapor Compression Refrigeration Cycle Performance Depending on Different Joining Method of Non-adiabatic Capillary Tube

Dae-Yong Yi<sup>1</sup> · Sang-Goo Park<sup>1</sup> · Hyun-Jung Kim<sup>2</sup> · Ji-Hawn Jeong<sup>†</sup>

**요 약 :** 냉동기는 비단열모세관을 채택하여 사용함으로써 사이클의 효율을 향상시킬 수 있다. 비단열모세관은 모세관과 흡입관을 접합함으로써 둘 사이에 열전달이 일어날 수 있도록 한 장치로서 SLHX 라고 부른다. 두 관을 접합하는 방법은 다양하며 이는 사이클의 성능에 영향을 미칠 수 있다. 본 연구에서는 가장 널리 사용되는 두 가지 접합방법이 냉동사이클에 미치는 영향을 해석하였다. 실험결과 용접형 SLHX의 열저항이 테이프형 SLHX의 열저항 보다 크게 작은 것으로 나타났다. 이를 이용한 사이클해석 결과 용접형 SLHX는 COP 와 냉동능력을 5.09%와 14.77% 향상시키고 테이프형 SLHX는 각각 5.05%와 14.75% 향상시켜 둘 사이의 차이는 매우 작은 것으로 나타났다.

**주제어 :** 사이클 모사, 비단열 모세관, 흡입관 열교환기, 냉동 사이클, 열전달

**Abstract:** Refrigeration systems can be incorporated with non-adiabatic capillary tubes to improve their efficiency. The non-adiabatic capillary tube is constructed by joining the capillary tube with suction pipe to allow heat transfer between them, which is called capillary tube-suction line heat exchanger(SLHX). There are various joining methods and they may influence the characteristics of the refrigeration cycle. The present work aims to analyze the effect of widely-used two joining methods on the refrigeration cycle. The results show that soldered SLHX has much less thermal resistance than tapered SLHX but slightly outperforms in terms of coefficient of performance(COP) and cooling capacity. The soldered SLHX increased COP and cooling capacity of a refrigerator by 5.09% and 14.77% while the tapered SLHX did by 5.05% and 14.75%, respectively.

**Key words:** Cycle simulation, Non-adiabatic capillary tube, Suction line heat exchanger, Refrigeration cycle, Heat transfer

### 기 호 설 명

A : 열전달 면적[m<sup>2</sup>]  
COP : 성능 계수  
Cp : 비열  
f : 마찰 계수

$\dot{m}$  : 질량 유량 [kg/s]  
Nu : 누셀 수  
Pr : 프란틀 수  
 $\dot{Q}$  : 전열량[W]  
R : 열저항[°C/W]

† 교신저자(부산대학교 기계공학부, RIMT, E-mail:jihwan@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-3050)

1 부산대학교 기계공학부

2 호서대학교 수학과

$Re$  : 레이놀즈 수  
 $T$  : 온도[°C]

하첨자

$c$  : 모세관  
 $comp$  : 압축기  
 $e$  : 증발기  
 $i$  : 엔탈피  
 $in$  : 입구  
 $out$  : 출구  
 $s$  : 흡입관  
 $slhx$  : 흡입관 열교환기  
 $w$  : 물

### 1. 서론

산업의 발달과 생활수준의 향상으로 선박을 포함한 운송, 주거, 업무, 및 상업공간에서 냉동시스템의 중요성이 더욱 커지고 있다. 이러한 냉동시스템은 대표적인 에너지소비 설비로서 에너지 소비효율 향상을 위한 연구가 세계적으로 진행되고 있다. 냉동시스템의 소비전력 중 80~90%[1]는 압축기가 소비하지만 설계 변경을 통한 냉동시스템의 성능개선으로 소비전력을 낮출 수 있어 다양한 냉동시스템 연구가 진행되어 왔다.

증기 압축식 냉동사이클은 응축된 액냉매와 증발된 기체냉매 사이에 열교환을 일으킴으로써 시스템

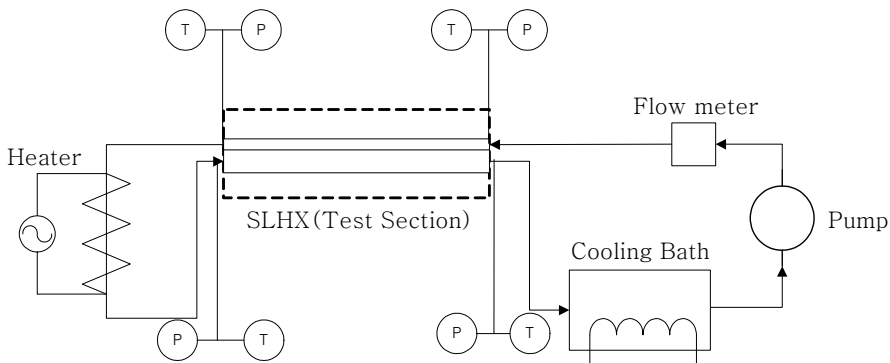
성능을 향상시킬 수 있다[2]. 현대의 소형 냉동기에서는 팽창장치로서 등엔탈피 장치인 모세관을 이용한다. 이 모세관을 흡입관(증발기와 압축기 사이 연결관)과 접촉시키면 대향류로 열교환이 일어나도록 할 수 있는데 이를 비단열모세관 혹은 SLHX (suction line heat exchanger)라고 부른다. 이 장치의 중요성 때문에 단열 혹은 비단열 모세관의 해석을 위한 많은 연구가 있었다. 기존 모세관 연구에서는 Dirik et al.[3]이 R134a를 사용하여 단열모세관과 SLHX에서의 연구를 수행 하였고 이후에 Mezavila and Melo[4]가 시뮬레이션 모델을 개발하였다. Xu and Bansal[5]은 모세관에서 균질이상 유동 모델을 제시하였고 Wongwises et al.[6]과 Garcia Valladares[7]는 각각 meta stable 현상을 고려한 해석 방법을 제시하였다. Khan et al.[8]은 다양한 형상의 SLHX에 대한 수치적, 실험적 연구를 수행하였다.

이 논문에서는 SLHX의 연결방법, 즉, 모세관과 흡입관의 접촉방법에 따른 SLHX의 전도 특성을 실험적으로 측정하고 이 결과를 냉동 사이클 해석 프로그램에 적용하여, SLHX변경에 따른 냉동사이클의 성능변화를 해석하였다.

### 2. SLHX의 열저항 측정

#### 2.1 실험 장치 및 실험 방법

SLHX는 모세관과 흡입관이 측면접합 방식으로



T: Thermocouple  
 P: Pressure Transmitter  
 SLHX: Suction-Line Heat Exchanger

Figure 1: Schematic diagram of the experiment apparatus

**Table 1:** Measured data for the SLHXs

	Mass Flow Rate (g/sec)	Temperature and Pressure Data						Heat Balance (%)
			Capi Temp (°C)	Capi P (kPa)	Suction Temp (°C)	Suction P (kPa)	$\dot{Q}$ (W)	
Soldered	2.71	In	39.7	1059	58.6	102.3	$\dot{Q}_c = 153.1$	3.22
		Out	53.3	102.5	44.6	100.6	$\dot{Q}_s = 158.1$	
Taped	2.52	In	39.2	727.8	59.2	102.4	$\dot{Q}_c = 120.6$	2.02
		Out	50.9	102.6	4.7	100.6	$\dot{Q}_s = 123.1$	

제작되므로 전도열전달은 원주방향으로 일정하지 않으며 접촉방법에 따라 접촉열저항 또한 달라진다. 따라서 이론적으로 SLHX 단품의 열저항을 계산하기 어렵고 실험적으로 평가해야 한다. 본 연구에서는 SLHX의 전도열저항과 접촉열저항의 합을 측정하기 위하여 실험을 수행하였다. Figure 1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 항온수조, 펌프, 전열기, 그리고 유량, 압력 및 온도 센서와 데이터 획득 장치로 이루어져 있고 흡입관과 모세관이 대향류를 이루도록 유로를 구성하였다. SLHX 전체를 발포 테이프로 단열처리 하였고 모세관이 접촉하지 않은 부분은 모세관과 흡입관 각각을 발포성 테이프로 단열처리를 하였다. 실험에 필요한 항온수조의 냉각용량과 전기히터의 용량을 각각 500W와 1500W로 선정하였다. 펌프는 분해능이 1rpm인 마이크로 기어 펌프를 사용하였고  $\pm 1\%$  정밀도를 가지는 스테인레스 스틸 재질의 기어 유량계로 유량을 측정하였다. 유량계에서 나오는 펄스신호는 전류로 변환해서 데이터 획득 장치와 연결하였다. 온도와 압력은  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  정도를 가지는 T-형 열전대와  $\pm 1\%$ 의 측정오차를 가지는 압력계를 사용하여 측정하였다. 모든 센서와 변환기에서 나오는 출력값은 데이터 획득 장치를 통해서 PC에 저장된다. 동일한 조건에서 실험을 할 수 있도록 SLHX 시료만 바꾸면서 실험을 수행하였다. SLHX 시료는 동관으로 제작되었으며 자세한 형상은 2.2절에서 설명하였다. 본 실험에서는 작동유체로 물을 사용하였고 실험 방법은 다음과 같다.

(1) 증류수 9 리터를 항온 수조에 채운다.

(2) 항온 수조의 온도를 정하고 펌프를 정량모드로 작동시켜 일정한 양이 흐르도록 한다.

(3) 전압 가변형 전력조정기를 조절하여 전열기의 발열량을 변화시킴으로써 물의 온도를 설정값으로 유지시킨다.

(4) 정상상태 (30분 동안 온도 지시값 변화폭  $\pm 0.2^\circ\text{C}$  이내)에 도달하면 30분 동안 데이터를 읽고 평균값을 기록한다.

(5) 위 과정을 반복한다.

## 2.2 SLHX 종류와 관계식

SLHX 는 이중관, 나선형, 측면 접합형 등의 형태가 사용되고 있다. 소형 냉동기에서는 모세관과 흡입관의 측면을 길이 방향으로 접합시켜 SLHX 으로 사용해왔다. 접합방법으로는 주석을 이용한 용접 방법과 탄력 있는 테이프를 이용하여 기계적 힘으로 접촉시키는 방법이 사용되고 있다. 본 실험에서는 Figure 2에 나타난 바와 같이 용접형 SLHX 와 모세관과 흡입관을 열수축 튜브로 접촉시킨 테이프형 SLHX 에 대한 열전달 성능을 평가하였다.

실험을 통하여 전달되는 열량은 모세관과 흡입관 각각이 다음 식 (1), (2)와 같이 계산된다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_w c_p (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (2)$$

식 (1)과 (2)로 측정된 값의 산술평균값을  $\dot{Q}_{slhx}$  라고 정의하였다. 또한 두 값을 이용하여 아래 식으로부터 열평형 오차를 계산하였다.

$$Heat\ Balance = \frac{2(\dot{Q}_c - \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_c + \dot{Q}_s} \quad (3)$$

열전달량( $\dot{Q}_{slhx}$ )값과 대수평균온도차( $\Delta T_{LM}$ )는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\dot{Q}_{slhx} = UA\Delta T_{LM} \quad (4)$$

식 (4)의 총괄 열전도도  $UA$  는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + R_{conduct} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (5)$$

여기에서  $h_c$ ,  $h_s$ 는 각각 모세관과 흡입관에서의 대류열전달 계수를 나타내며  $R_{conduct}$ 는 모세관의 전도열저항, 흡입관의 전도열저항, 그리고 둘 사이 접촉열저항의 총합을 나타낸다. 즉,



(a) Soldered type (b) Taped type  
Figure 2 Cross-section of the two SLHX

$$R_{conduct} = \frac{\ln(D_{c,o}/D_{c,i})}{2\pi k_c L} + \frac{\delta}{k_{solder} WL} + \frac{\ln(D_{s,o}/D_{s,i})}{2\pi k_s L} \quad (5A)$$

여기에서,  $k_{solder}$ ,  $\delta$ ,  $W$ ,  $L$ 은 용접부의 열전도도, 두께, 폭, 그리고 길이를 나타낸다. 모세관과 흡입관의 대류열전달 계수는 작동유체가 난류유동을 할 때 Gneilinski[9] 상관식으로부터 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (7)$$

식 (6)을 이용하여 계산한 모세관과 흡입관의 대류 열저항을 식 (5)에서 차감함으로써  $R_{conduct}$ 를 구하

게 된다. 한편, 식 (5)에서  $A_c$ 와  $A_s$ 는 모세관과 흡입관의 내부 전열면을 나타내며 각각의 내경을 알아야 계산할 수 있다. 이는 단면의 현미경 사진을 확대하여 측정하였다.

### 2.3 실험결과

Table 1과 같이 2 종류의 SLHX에 대하여 성능평가를 수행하였다. 각 SLHX의 유량, 모세관 및 흡입관 입·출구에서의 온도와 압력을 측정하였다. 질량 유량과 온도를 이용하여 모세관과 흡입관의 열량 변화를 계산하였다. 모세관 입구 온도를 약 40℃로 흡입관 입구 온도를 약 60℃로 유지하면서 실험을 수행하였다.

Table 2: Analysis of thermal resistance

Geometry	$R_{total}$ ( $^{\circ}C/W$ )	Thermal Resistance		
		$1/h_c A_c$	$R_{conduct}$	$1/h_s A_s$
Soldered	0.0332	Value 0.0030	0.0032	0.0266
	%	9.1	10.7	80.2
Taped	0.0681	Value 0.0032	0.0338	0.031
	%	4.7	49.7	45.6

식 (6)을 사용하여 대류 열저항을 계산한 후 SLHX 자체의 열저항( $R_{conduct}$ )을 구하였다. 식 (6)의 오차범위를  $\pm 10\%$  라고 가정하고 각 센서의 오차범위를 고려하여 오차확산 해석을 수행하면 본 실험에서 평가한  $R_{conduct}$ 의 오차범위는  $\pm 14\%$  이내로 평가된다. 각 형상별 열저항 값과 전체 열저항에 대한 모세관 대류열저항, 전도열저항, 그리고 흡입관 대류열저항의 비율을 Table 2에 나타내었다. Table 2에서  $R_{total}$ 은 총 열저항으로  $1/UA$ 와 같다. 테이프형 SLHX 자체의 열저항(0.0338  $^{\circ}C/W$ )은 용접형 SLHX 자체의 열저항(0.0032  $^{\circ}C/W$ )보다 약 10배 큰 것으로 측정되었다. 용접형 SLHX의 경우 전체 열저항에서 전도열저항의 비율이 10.7%로 나타났다. 테이프형 SLHX의 경우 SLHX의 전도 열저항 비율이 49.7%로 용접형보다 큰 것으로 나타났다. 테이프형의 경우에는 모세

관과 흡입관사이의 접촉이 열수축튜브의 기계적 힘으로 이루어져 급속으로 용접된 용접형에 비하여 열저항이 큰 것으로 생각된다.

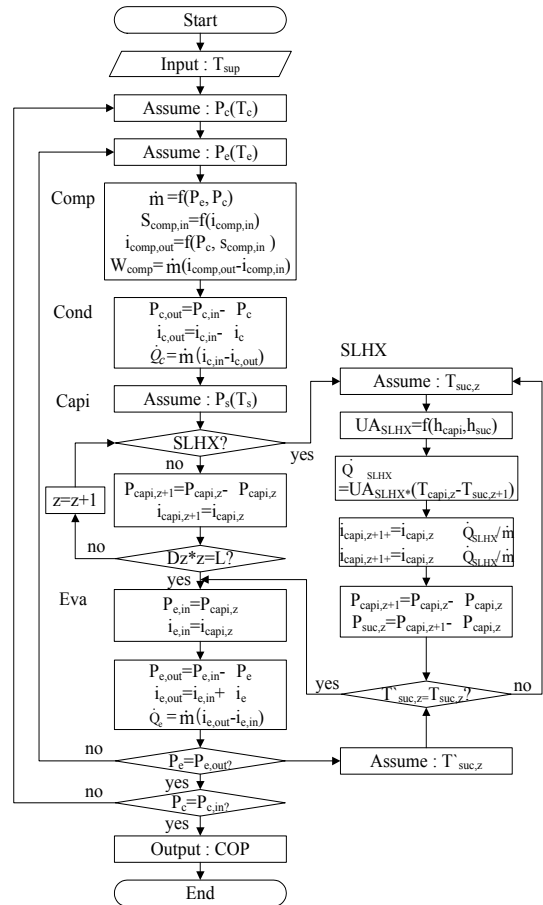
### 3. 냉동사이클에 대한 영향 해석

#### 3.1 냉동사이클 해석

실험을 통하여 측정된 SLHX의 전도열저항을 시뮬레이션 프로그램 [10]에 입력하여 냉동사이클의 특성 및 성능을 해석하였다. 이 때 SLHX의 열교환 구간 및 위치를 변경하면서 냉동기의 성능변화를 해석하였다. 사용된 시뮬레이션 프로그램은 냉동 시스템을 구성하는 각 구성요소(압축기, 응축기, 모세관 및 흡입관, 증발기)의 수학적 모델 방정식들을 Newton-Raphson 방법을 이용하여 정상 상태 해석을 수행한다. Figure 3은 사이클 해석 프로그램의 흐름도이다. 입력은 응축기와 증발기의 공기 유량, 대기와 고내 온도, 증발기 출구 과열도(혹은 시스템의 냉매 충전량)을 포함한다. 증발기와 압축기 사이의 흡입관을 제외한 여타의 연결관 들과 열교환기의 U밴드는 고려하지 않았다. 또한 증발기 표면의 착상 및 제상 운전은 고려하지 않았고 냉매에 대한 중력의 영향도 무시하였다.

**Table 3:** Simulation condition of refrigerator

Refrigerant	R-134a	
Superheating at evaporator outlet	0	(°C)
Ambient air temperature	25	(°C)
Refrigeration room air temp	-18	(°C)
Condensing temperature	36.0	(°C)
Evaporation temperature	-31.0	(°C)
Capillary tube diameter	0.0006	(m)
Capillary tube length	2.7	(m)
Condenser length	18	(m)
Evaporator length	7.5	(m)
Condenser inner diameter	0.004	(m)
Condenser outer diameter	0.0047	(mm)
Evaporator inner diameter	0.0072	(mm)
Evaporator outer diameter	0.008	(mm)



**Figure 3:** Flow chart of simulation

냉동 시스템은 Table 3같이 SLHX를 제외한 응축기, 증발기 사양은 동일하게 적용하였다. 냉매는 R-134a이며 냉장고 외부 공기 온도는 25°C, 냉장고내 공기 온도는 -18°C로 하였으며 증발기 출구에서의 냉매의 건도가 1.0 이 되도록 설정하였다.

#### 3.2 시스템 특성 해석결과

각 SLHX 의 열교환 구간을 변경시키면서 냉동 사이클의 특성을 해석하였다. 사이클 해석 프로그램은 압축기, 응축기, SLHX, 증발기 전후단의 압력, 온도, 엔탈피, 엔트로피와 냉매유량을 제시한다. 이 결과로부터 냉동효율, 압축기 일, 성능계수 (COP), 그리고 냉동능력을 계산할 수 있다. 성능계수는 다음 식과 같이 나타낸다.

$$COP = \frac{i_{e,out} - i_{e,in}}{i_{comp,out} - i_{comp,in}} \quad (8)$$

여기에서  $i$ 는 엔탈피를 나타낸다. 하첨자  $e$ 와  $comp$ 는 각각 증발기와 압축기를 나타낸다.

해석 결과를 Figure 4와 5에 나타내었다. 그림에서 가로축은 모세관이 흡입관과 열교환을 시작하

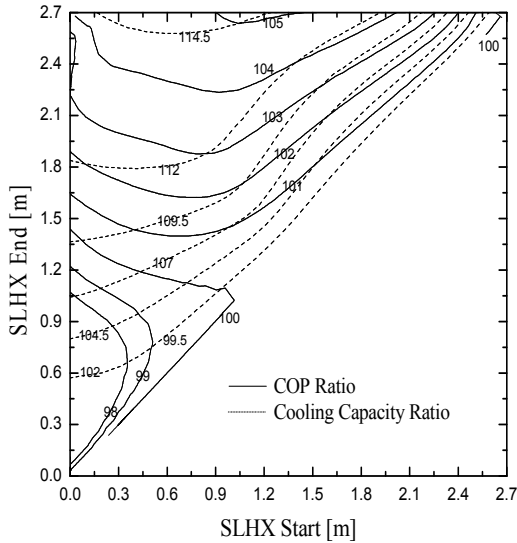


Figure 4: Performance prediction of the soldered SLHX

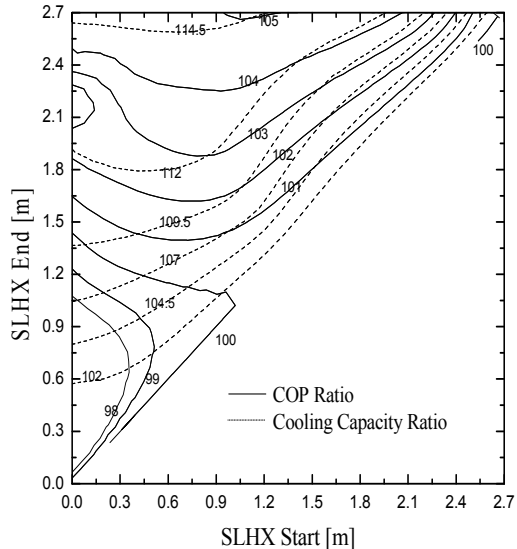


Figure 5: Performance prediction of the taped SLHX

는 위치를 나타내며, 세로축은 모세관이 흡입관과 열교환을 끝내는 지점을 나타낸다. 가로 축 및 세로 축 값의 범위는 0~2.7이며 0은 모세관 입구를 2.7은 모세관 출구의 위치를 나타낸다. 그림에서 실선은 성능계수비(COP ratio)를 나타내는데, SLHX가 없는 단순사이클의 COP에 대한 SLHX가 채택된 사이클의 COP의 비를 의미한다. 점선은 냉동능력비(cooling capacity ratio)를 나타내는데, 단순사이클의 냉동능력에 대한 SLHX가 채택된 사이클의 냉동능력의 비를 의미한다. 이 때 냉동능력은 냉동효과와 냉매유량의 곱을 의미한다.

두 그림을 보면 SLHX 집합방법에 따라 성능차이가 있으며 열교환 구간의 변화에 따른 성능변화도 있음을 알 수 있다. 최적 열교환 구간에서 용접형 SLHX를 사용한 경우(Figure 4) 성능계수는 열교환이 없는 경우에 비하여 최대 5.09% 향상되었으며 냉동능력은 14.77% 향상되었다. 최적 열교환 구간에서 테이프형 SLHX를 사용한 경우(Figure 5) 성능계수는 열교환이 없는 경우에 비하여 최대 5.05% 향상되었으며 냉동능력은 14.75% 향상되었다. 성능계수비와 냉동능력비 등 고선의 최대값은 모두 그림의 상단 근처에 나타났다. Table 4에 성능계수비와 냉동능력비가 최대로 나타나는 집합구간의 위치를 나타내었다. 이는 냉동사이클의 성능개선 효과를 극대화하기 위해서 열전달 구간이 모세관 출구 부근을 포함해야 함을 의미한다. 또한 열교환 구간의 길이를 증가시키에 따라 성능이 좋아지다가 최적점을 지나면 오히려 성능이 감소하게 된다는 것을 보여주고 있다. 즉, 열교환 구간의 길이에 최적값이 있음을 의미한다. 열교환 길이와 위치가 같은 경우에 용접형 SLHX를 사용한 시스템의 성능계수와 냉동능력이 테이프형 SLHX를 사용한 시스템보다 약간 높게 나타났다. 그러나 각 SLHX 구조물의 열저항이 약 10배 정도 차이가 난다는 점에 비하면 모세관과 흡입관의 집합방법이 사이클 성능에 미치는 영향은 크지 않은 것으로 보인다. 이는 기상 냉매가 흐르는 흡입관의 대류열저항이 SLHX 구조물의 열저항에 비하여 매우 크기 때문이다. 한편, 두 경우 모두 성능계수비가 최대인 지점과 냉동능력비가 최대인 지

점의 위치가 다른 것으로 나타났다. 그러나 두 위치가 가까이 있어서 두 지점사이에 최적운전 조건을 찾으면 될 것으로 판단된다.

**Table 4:** Comparison of SLHX type

	Max. COP ratio		Max. capacity ratio	
	start(m)	end(m)	start(m)	end(m)
Soldered	105.09%		114.77%	
	1.05m	2.7m	1.07m	2.7m
Taped	105.05%		114.75%	
	0.75m	2.7m	0.77m	2.7m

#### 4. 결 론

실험을 통하여 현재 가장 널리 사용되는 2 종류의 SLHX에 대한 열저항을 측정하였다. 모세관과 흡입관의 접합방법의 차이로 인하여 테이프형 SLHX의 전도열저항이 용접형 SLHX보다 크게 나타났다.

실험으로 측정된 2가지 SLHX의 열저항 값을 냉동사이클 해석프로그램에 입력하고 냉동사이클의 성능 변화를 평가하였다. 용접형 SLHX를 채택한 경우 테이프형 SLHX를 채택한 경우보다 COP와 냉동능력이 약간 큰 것으로 나타났다. 용접형 SLHX를 채택한 경우 열교환이 없는 경우에 비하여 성능계수는 5.09%, 냉동능력은 14.77% 향상되었으며, 테이프형을 적용한 경우 성능계수는 5.05%, 냉동능력은 14.75% 향상되는 것으로 예측되었다. 그러나 테이프형 SLHX의 열저항이 용접형 SLHX의 열저항보다 10배정도 크다는 점에 비하면 접합방법이 사이클 성능에 미치는 영향은 작은 것으로 나타났다.

#### 후 기

이 논문은 교육과학기술부 기초연구사업(2009-0072026)과 2007년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(20070179).

#### 참고문헌

- [1] K. H. An, J. H. Lee, I. W. Lee and I. S. Lee, "Performance prediction of reciprocating compressor", Proceedings of the KSME, pp. 1506-1511, 2002.
- [2] P. A. Domanski, "Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector", NIST Report, NISTIR5606, 1995.
- [3] E. Dirik, C. Inan and M. Y. Tanes, "Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with R-134a", Int. Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 1994.
- [4] M. M. Mezavila and C. Melo, "CAPHEAT: A homogeneous model to simulate flow through non-adiabatic capillary tubes", Int. Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 1996.
- [5] B. Xu and P. K. Bansal, "Non-adiabatic capillary tube flow: A homogeneous model and process description", Applied Thermal Engineering, vol. 22, pp. 1801-1819, 2002.
- [6] S. Wongwises and M. A. Suchatawut, "Simulation for predicting the refrigerant flow characteristics including metastable region in adiabatic capillary tubes", Internal Journal of Energy Research, vol. 27, pp. 93-109, 2003.
- [7] O. Garcia-Valladares, "Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and

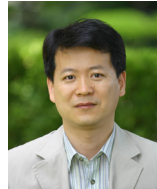
numerical model”, International Journal of Refrigeration, vol. 30. pp. 642-653, 2007.

- [8] M. K. Khan, R. Kumar and P. K. Sahoo, “Experimental and Numerical Investigation of R-134a Flow through a Lateral Type Diabatic Capillary Tube”, HVAC&R Resarch, vol. 14, pp. 871-905, 2008.
- [9] V. Gneilinski, “New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, Int. Journal of Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [10] S. G. Park, K. D. Son, J. H. Jeong and L. S. Kim, “Simulation of the Refrigeration Cycle Equipped with a Non-Adiabatic Capillary Tube”, Proceedings of the SAREK, vol. 21, No. 3, pp.131-139, 2009.



**김현정(金炫廷)**

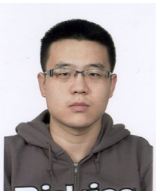
1988년 서울대학교 수학교육과(이학사), 1990년 서울대학교 수학과(이학석사), 1995년 서울대학교 수학과(이학박사), 1995년 - 현재 호서대 수학과(교수). 관심분야: 미분기하, 편미분방정식, 열 방정식



**정지환(鄭智煥)**

1988년 서울대학교 원자핵공학과(공학사), 1990년 한국과학기술원 원자력공학과(공학석사), 1995년 한국과학기술원 원자력공학과(공학박사), 1995년 - 1996년 Oxford University(Post-doc.), 1996년 - 1999년 한국원자력연구소(박사후연구원), 1999년 - 2004년 백석대(조교수), 2005년 - 현재 부산대 기계공학부(부교수). 관심분야: 냉동시스템, 열유체, 열교환기

## 저 자 소 개



**이대용(金載閔)**

2009년 부산대학교 기계공학부(공학사), 2009년 - 현재 부산대학교 기계공학부 대학원. 관심분야: 냉동시스템, 열유체



**박상구(朴相九)**

2007년 부산대학교 기계공학부(공학사), 2009년 부산대학교 기계공학부(공학석사). 관심분야: 냉동시스템, 열유체