

## 혼합냉매 R-407C의 증발 열전달과 압력강하

노건상\* · 오후규\*\* · 손창효†

(원고접수일 : 2008년 1월 28일, 심사완료일 : 2008년 5월 13일)

### Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Mixture Refrigerant R-407C

Geon-Sang Roh\* · Hoo-Kyu Oh\*\* · Chang-Hyo Son†

**Abstract** : The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-22 and R-407C in a horizontal copper tube were investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a compressor, a mass flow meter, a condenser and a double pipe type evaporator (test section). The test section consists of a smooth copper tube of 6.4 mm inner diameter. The refrigerant mass fluxes were varied from 100 to 300 kg/m<sup>2</sup>s and the saturation temperature of evaporator were 5 °C. The evaporation heat transfer coefficients of R-22 and R-407C increase with the increase of mass flux and vapor quality. The evaporation heat transfer coefficients of R-22 is about 5.68~46.6% higher than that of R-407C. The evaporation pressure drop of R-22 and R-407C increase with the increase of mass flux. The pressure drop of R-22 is similar to that of R-407C. In comparison with test results and existing correlations, correlations failed to predict the evaporation heat transfer coefficient of R-22 and R-407C. therefore, it is necessary to develop reliable and accurate predictions determining the evaporation heat transfer coefficient of R-22 and R-407C in a horizontal tube.

**Key words** : Evaporator(증발기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Mixture refrigerant (혼합냉매), Pressure drop(압력강하)

기 호		
		h : 열전달 계수 [kW/m <sup>2</sup> K]
		i : 엔탈피 [kJ/kg]
A : 전열면적 [m <sup>2</sup> ]		L : 길이 [m]
Cp : 정압비열 [kJ/kgK]		M : 질량유량 [kg/s]
d : 관직경 [mm]		n : 소시험부 개수
G : 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]		P : 압력 [Pa]

† 교신저자(부경대학교 기계공학부, E-mail:sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051)621-6802)

\* 동명대학교 냉동공조공학과

\*\* 부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과

- Q : 전열량 [kW]
- q : 열유속 [kW/m<sup>2</sup>]
- T : 온도 [°C]
- ΔP : 압력차 [Pa]
- Δz : 소시험구간의 길이 [m]

아래첨자

- avg : 평균값
- cal : 계산값
- er : 냉매
- ew : 냉각수
- exp : 실험값
- e : 증발기
- i : 관내경
- in : 입구
- loc : 국소값
- o : 관외경
- out : 출구
- s : 포화
- wi : 관내벽면

### 1. 서론

CFC계 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 냉동공조장치에 사용되고 있는 HCFC계 냉매 R-22를 대체하기 위해서 HFC계 순수냉매와 혼합냉매에 대한 연구<sup>[1~3]</sup>가 활발히 진행되고 있다. 특히, 혼합냉매인 R-407C는 상변화시 열원유체 온도와 냉매온도를 일정하게 유지할 수 있으므로 유효에너지 손실을 절감할 수 있다. 또, 사용조건에 적합한 혼합냉매를 선정하면 계속해서 변동되는 냉동공조장치의 열부하에 대한 순환냉매의 조성비 즉, 밀도변화에 의해 용량이 조절되므로 압축기 속도를 변화시키는 방법에 비해 에너지를 보다 유효하게 이용할 수 있다.<sup>[4]</sup> 이와 같이 혼합냉매는 유효에너지의 손실을 절감시키고, 아울러 냉동공조장치의 사용목적에 적합한 냉매의 선정폭을 넓힐 수 있는 장점도 있다.

따라서, 본고에서는 가정용 에어컨의 운전조건과

환경에서 R-22의 대체냉매인 혼합냉매 R-407C를 작동유체로 사용하여 증발 열전달과 압력강하 특성에 대한 새로운 자료와 R-22 대체냉매용 열교환기 설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

### 2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 열펌프 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 응축기, 보조응축기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 압축기의 순으로 순환된다. 2차 유체는 열원수 공급 장치, 온도 조절기, 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 증발기의 순으로 순환된다.

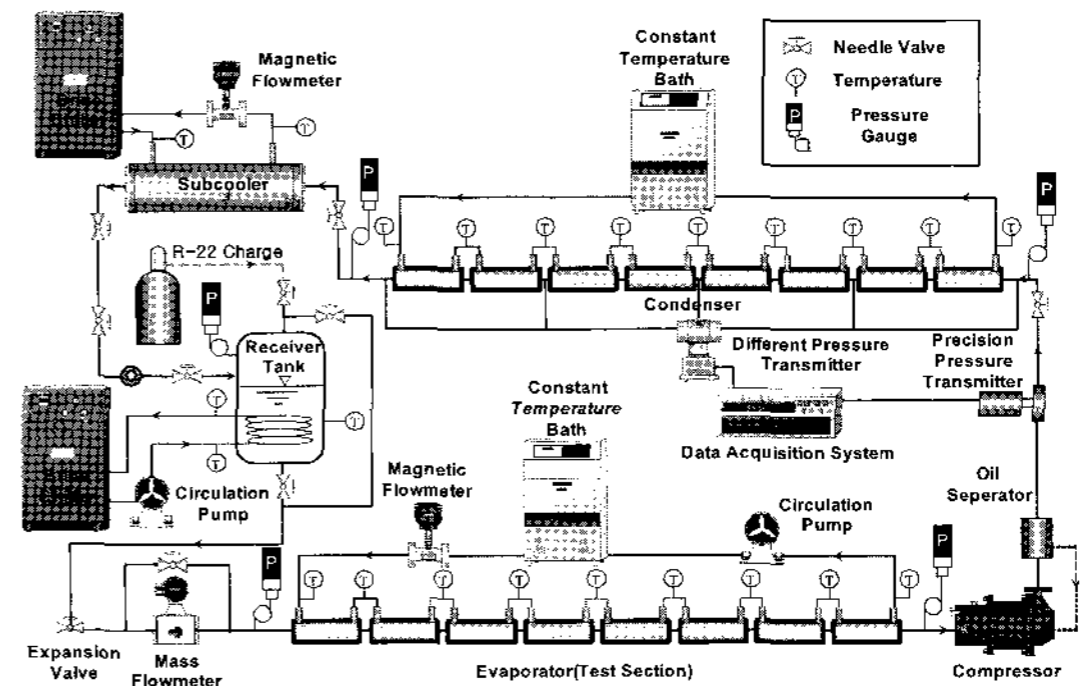


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

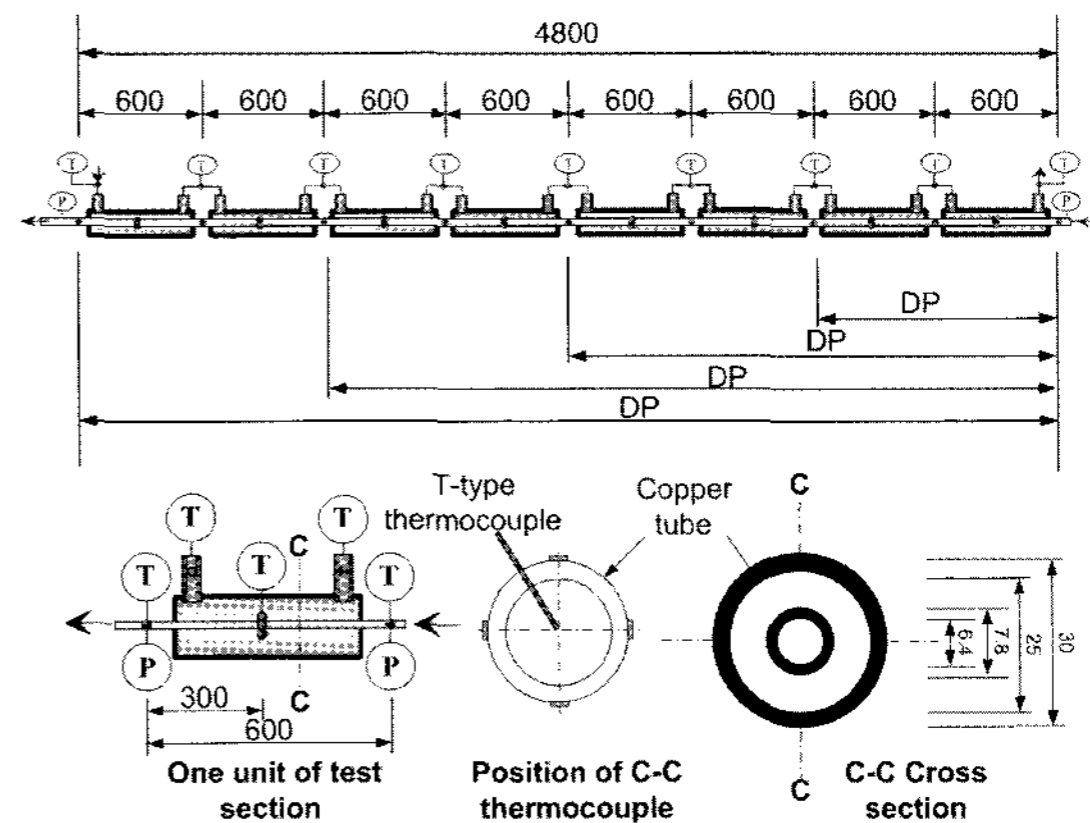


Fig. 2 Schematic diagram of double pipe type evaporator(test section)

**Table 1 Experimental conditions**

Refrigerant	R-22	R-407C
Test section	Horizontal copper tube	
$d_i(d_o)$ , [mm]	6.4(7.8)	
$G_{er}$ , [kg/m <sup>2</sup> s]	100, 200, 300	
$q_e$ , [kW/m <sup>2</sup> ]	10	
$T_s$ , [°C]	5	

**Table 2 Parameters and estimated uncertainties**

Parameters		Uncertainty
Measured quantities	T (°C)	± 0.1°C
	P (Pa)	± 1000Pa
	ΔP (kPa)	± 0.2kPa
	$M_{er}$ (kg/s)	± 1%
	$M_{ew}$ (kg/s)	± 1%
Calculated quantities	$G_{er}$ (kg/m <sup>2</sup> s)	± 1.03%
	x	± 7.3%
	$q_e$ (kW/m <sup>2</sup> )	± 7.2%
	h (kW/m <sup>2</sup> K)	± 13%

Fig. 2는 시험부인 증발기로서, 내관의 내경은 6.4 mm, 외경은 7.8 mm인 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 25 mm, 외경 30 mm인 동관을 사용하였다. 또, 시험부 입구측에서 600 mm 등간격으로 8구간으로 구분하였으며, 시험부의 전체길이는 4800 mm이다. 증발기에서의 열량과 열전달 특성을 파악하기 위하여 냉각수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량, 증발기 내관벽면온도 등을 측정하였는데, Fig. 2에 나타난 바와 같이 평활관에서 냉매온도는 9지점, 냉각수 온도는 소시험부의 입출구에서 측정하였다. 또한, 내관의 벽면온도는 각각의 소구간 중간에서 8 지점으로 내관의 벽면온도는 1개 지점당 원주방향 90°간격으로 상부, 측부, 하부의 3 지점에서 측정하였다. 냉매온도는 소시험부의 입출구에 관의 상부에서 관경 3/4위치까지 열전대를 삽입하였다. 또한 압축기의 입출구에 설치된 압력계로 시스템의 저압 및 고압을 측정하였고, 증발기내 냉매의 압력강하는 시험부 입구에서 1200 mm 등간격으로 전체 5 지점에

서 측정하였다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다. 내경 6.4 mm인 증발기의 실험결과에 대한 불확실도 예측은 Kline & McClintock<sup>[5]</sup>가 제안한 식으로 계산하여 Table 2에 나타내었다.

### 3. 데이터 정리

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인 R-407C의 열물성값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP (version 6.01)<sup>[6]</sup>'를 이용하였고, 이러한 열물성값을 이용하여 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 우선, 증발기에서의 열교환량은 다음의 식 (1), (2)와 같이 계산하였다.

$$Q_{ew} = m_{ew} \cdot c_{p,ew} \cdot (T_{e,out} - T_{e,in}) \quad (1)$$

$$Q_{er} = m_{er} \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2)$$

여기서,  $Q_{ew}$ 와  $Q_{er}$ 는 각각 열원수에 의한 열교환량과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량이고,  $m_{ew}$ 와  $m_{er}$ 은 각각 증발기측 열원수의 유량과 냉매의 순환량이다. 그리고  $T_{e,in}$ 과  $T_{e,out}$ 는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도를 나타내며,  $c_{p,es}$ 는 증발기측 열원수의 비열을 나타낸다. 또  $i_{e,in}$ 과  $i_{e,out}$ 는 각각 증발기 입구와 출구에서의 포화 냉매액 및 포화 냉매 증기의 엔탈피를 나타낸다.

국소 열전달 계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{e,loc} = \frac{q_e}{T_{e,wi} - T_{er}} \quad (3)$$

증발기 소구간에서의 열유속  $q_e$ 는 다음과 같은 식 (4)로부터 계산하였다.

$$q_e = \frac{Q_{ew}}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (4)$$

증발기의 평균 열전달 계수  $h_{e,avg}$ 는 다음의 식 (5)로부터 계산된다.

$$h_{e,avg} = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (5)$$

여기서,  $h_{e,loc}$ 은 식 (3)로부터 계산되는 소구간의 국소 열전달 계수 이고,  $n$ 은 소구간의 수이다.

### 4. 증발 열전달과 압력강하 특성

#### 4.1 증발 열전달

##### 4.1.1 국소 열전달

Fig. 3은 내경 6.4 mm의 이중관식 열교환기내 R-22의 증발 열전달계수를 냉매 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 우선, 건도변화에 따른 R-22의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 없고 일정하다. 이는 건도 증가에 따른 R-22의 유동양식이 기상의 속도가 빠른 환상류로 천이되지 못하고, 기상의 속도가 느린 파형 성층류로 완료되었기 때문인 것으로 판단된다. 질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에도 마찬가지로 건도 증가에 따른 증발 열전달계수가 약간 상승하는 것을 알 수 있다. 이는 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s인 경우와 마찬가지로 기상의 속도가 빠른 환상류로 완전히 발달하지 못했기 때문인 것으로 생각된다. 질량유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-22의 증발 열전달계수가 다소 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 건도가 증가할수록 파형 성층류에서 완전한 환상류로 천이가 발생했기 때문인 것으로 판단된다.

이러한 결과는 다른 연구자들<sup>[7~9]</sup>의 연구결과와 일치한다. 즉, 냉매 질량유속이 126 kg/m<sup>2</sup>s 이하인 경우의 유동양식은 파형 성층류이고, 이 보다 질량유속이 높을 경우에는 환상류가 발생한다고 하였다.

본 실험으로부터 얻은 데이터의 신뢰성을 확보하기 위해 위에서 언급한 타 연구자들 중에서 실험조건이 가장 유사한 Han 등<sup>[9]</sup>의 실험데이터와 비교해 보았다. Han 등은 내경 8.8 mm, 냉매 질량유속 100~300 kg/m<sup>2</sup>s, 냉매 포화온도 5°C, 열유속 7~7.5 kW/m<sup>2</sup>인 조건에서 실험하였다. 그

결과, 본 실험으로 구한 열전달 계수는 Han 등의 열전달 계수와 다소 차이를 보이고 있는데, 이는 실험조건(내경과 열유속)이 다르기 때문에 나타나는 현상으로 보여진다. 그 외에는 본 실험 데이터와 유사한 경향을 보이고 있다.

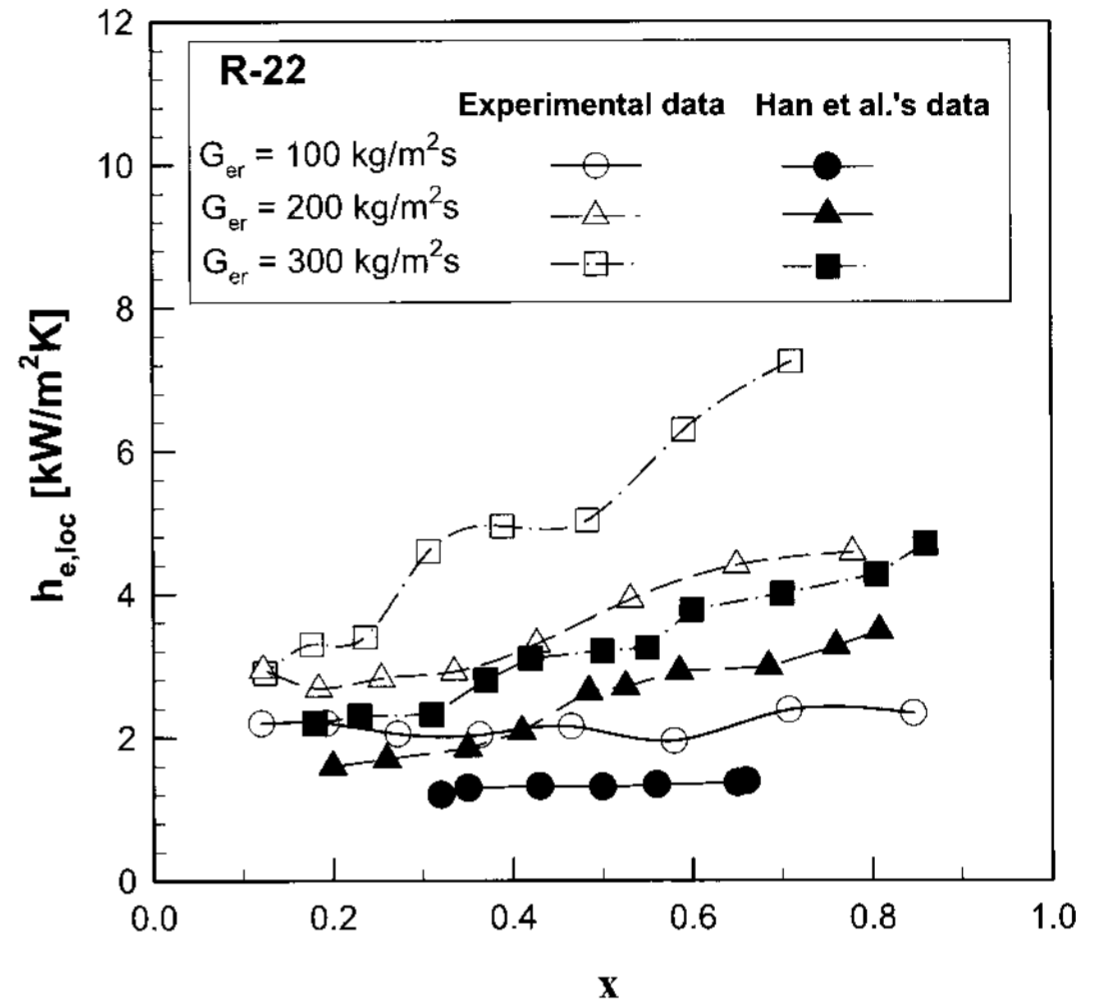


Fig. 3 Local evaporation heat transfer coefficients of R-22 with respect to variation of mass flux in the double pipe type evaporator with inner diameter tube of 6.4 mm

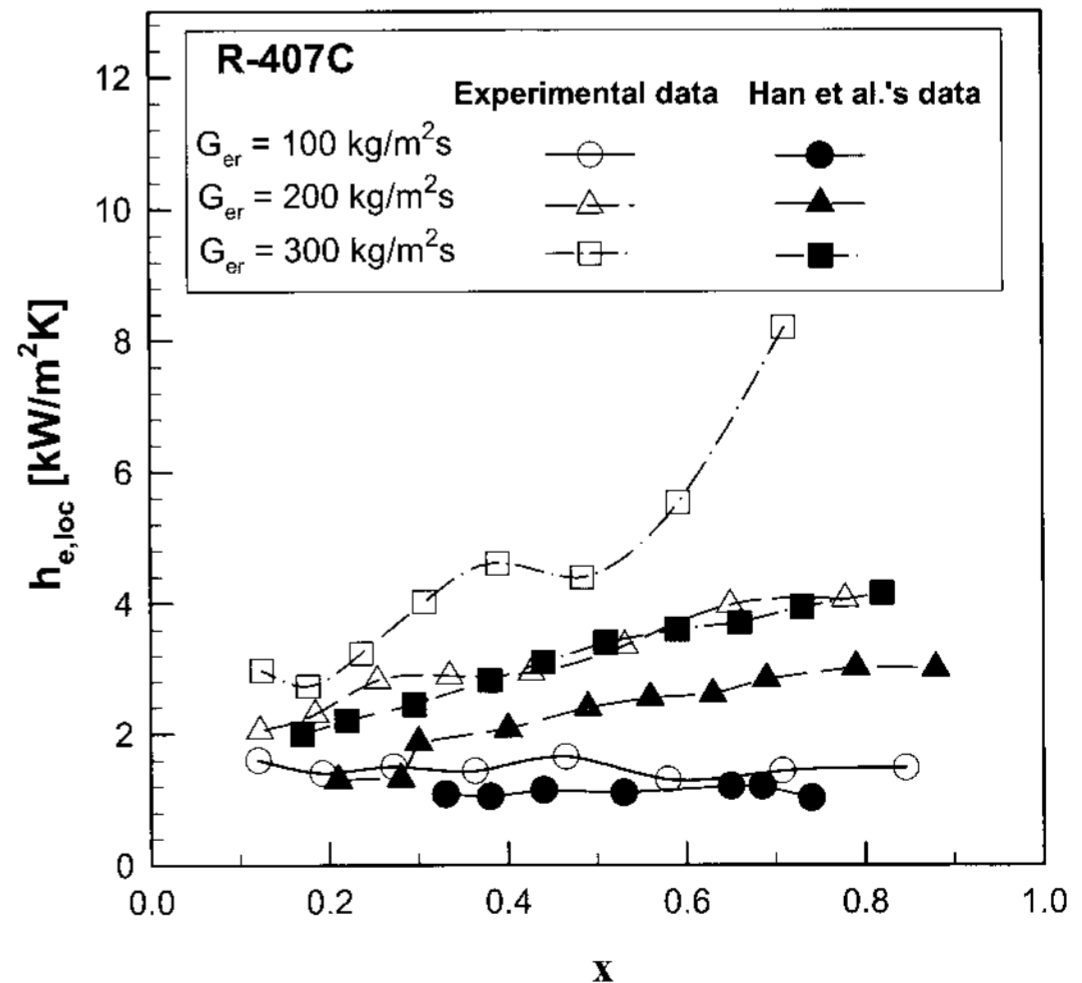


Fig. 4 Local evaporation heat transfer coefficients of R-407C with respect to variation of mass flux in the double pipe type evaporator with inner diameter tube of 6.4 mm

일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, Fig. 3에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-22의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 특히, 저건도영역보다 고건도영역에서 질량유속에 대한 영향이 더욱더 확실히 나타나는 것을 알 수 있다. 그 이유는 고질량유속에서 증발이 진행됨에 따라 R-22의 냉매는 환상류로 천이하게 되고, 이로 인해 기상과 액상의 유동속도가 증가하여 관내벽을 둘러싸고 있는 액막의 두께가 감소하게 됨으로써 액막을 통한 열저항이 감소하기 때문이다. 반면에 저건도영역에서 R-22 냉매의 유동양식은 성층류로서 기상과 액상의 속도가 느리고 이로 인해 액막의 두께가 두껍기 때문에 액막의 열저항이 증가하기 때문이다.

Fig. 4는 내경 6.4 mm 관내 R-407C의 질량유속 변화에 따른 증발 열전달계수를 나타낸 것이다. 우선, 건도변화에 따른 R-407C의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100과 200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 R-22와 마찬가지로 건도 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 없고 일정하다. 이는 R-22의 경우와 동일한 이유이기 때문인 것으로 판단된다. 질량유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-22의 증발 열전달계수가 다소 증가하는 것을 알 수 있다. 일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, Fig. 4에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-407C의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 이는 R-22와 동일한 이유로 나타나는 결과로 판단된다.

Fig. 3에서와 마찬가지로 Han 등의 실험데이터와 비교해 본 결과, Han 등의 열전달 계수보다 높게 나타났으며 이는 내경 차이 때문인 것으로 판단된다. 전체적인 경향은 본 실험데이터와 유사한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4.1.2 평균 열전달

Fig. 5는 식(5)로 계산한 R-22와 R-407C의 평균 열전달계수를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 질량유속이 증가할수록 R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수는 증가하는 것으로 나타났다. R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수의 비교 결과, 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s

인 경우에는 R-22의 평균 열전달계수가 R-407C보다 46.6% 정도 높았고, 질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 13.04% 정도 높았으며, 질량유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s의 경우에는 5.68% 정도 높게 나타났다.

이러한 결과는 Aprea 등<sup>[10]</sup>의 연구결과와 일치한다. 즉, 이들은 R-22와 R-407C의 증발 열전달 계수를 비교한 결과, R-22의 열전달 계수가 R-407C보다 높다고 하였다. 그 이유로 그들은 혼합냉매 열물성치 급격한 변화, 기액 경계면에서의 상호 물질교환 방해, 핵(nucleation)내 혼합성분 비율 등의 여러가지 이유로 혼합냉매의 열전달 계수는 순수냉매의 열전달 계수보다 일반적으로 낮다고 하였다.

이와 같이 질량유속이 100~300 kg/m<sup>2</sup>s에 대해 R-407C의 평균 열전달계수가 R-22에 비해 낮은 이유는 비록 Table 3에서와 같이 R-407C의 액상과 기상의 열전도도가 R-22보다 높지만, 저비점 성분 냉매(휘발성이 강한 냉매)는 기액계면쪽으로 확산하고 고비점 성분 냉매(휘발성이 낮은 냉매)는 관벽면쪽으로 확산하여 서로 물질 전달을 방해하기 때문에 오히려 R-407C의 증발 열전달 계수가 낮은 것으로 판단된다.

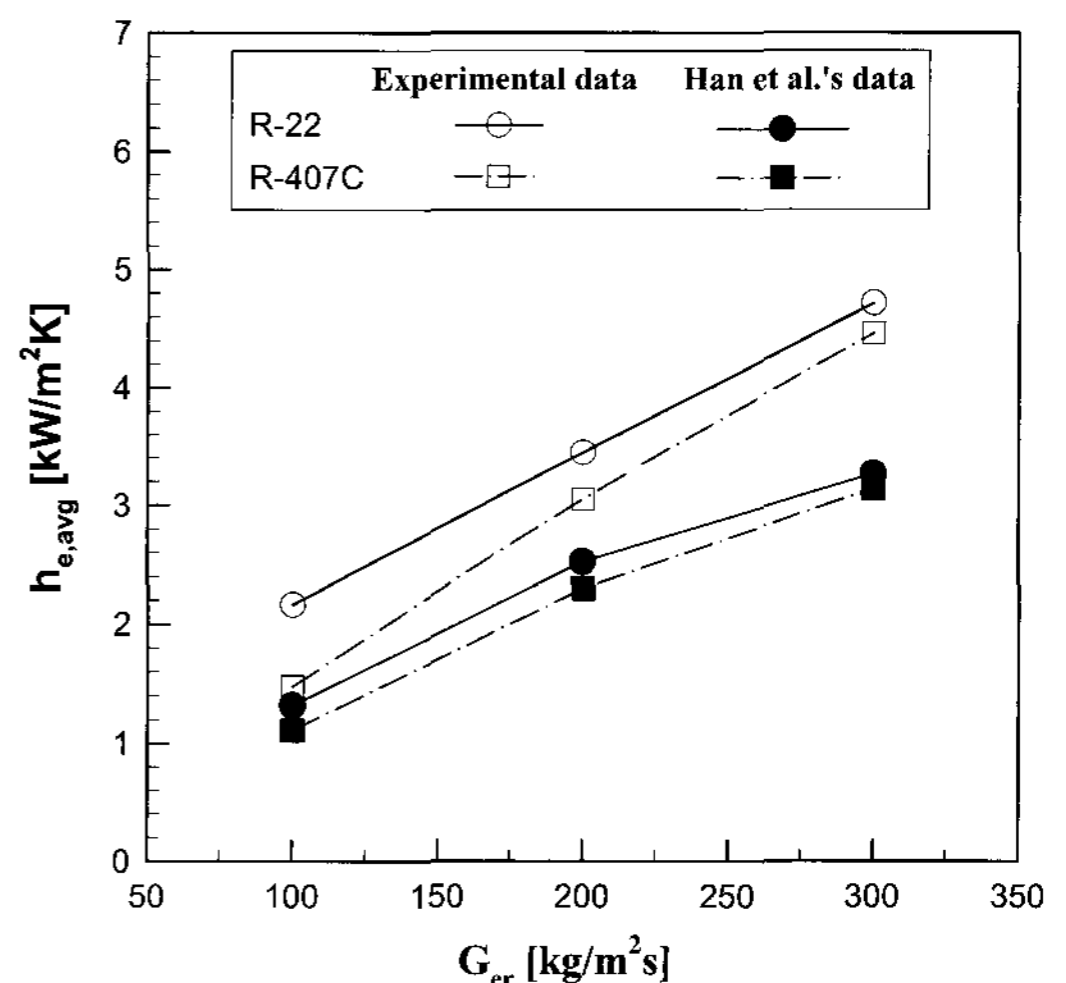


Fig. 5 Average evaporation heat transfer coefficients of R-22 and R-407C with respect to variation of mass flux in the double pipe type evaporator with inner diameter tube of 6.4 mm

또한, Fig. 3과 4로부터 평균하여 구한 Han 등의 실험데이터와 비교해 보았다. 본 실험으로 구한 열전달 계수가 Han 등보다 높은 것은 관경의 차이로 인해 나타나는 현상이고, 질량유속 증가에 따른 R-22와 R-407C의 열전달 계수는 Han 등의 데이터와 유사한 경향을 보였다.

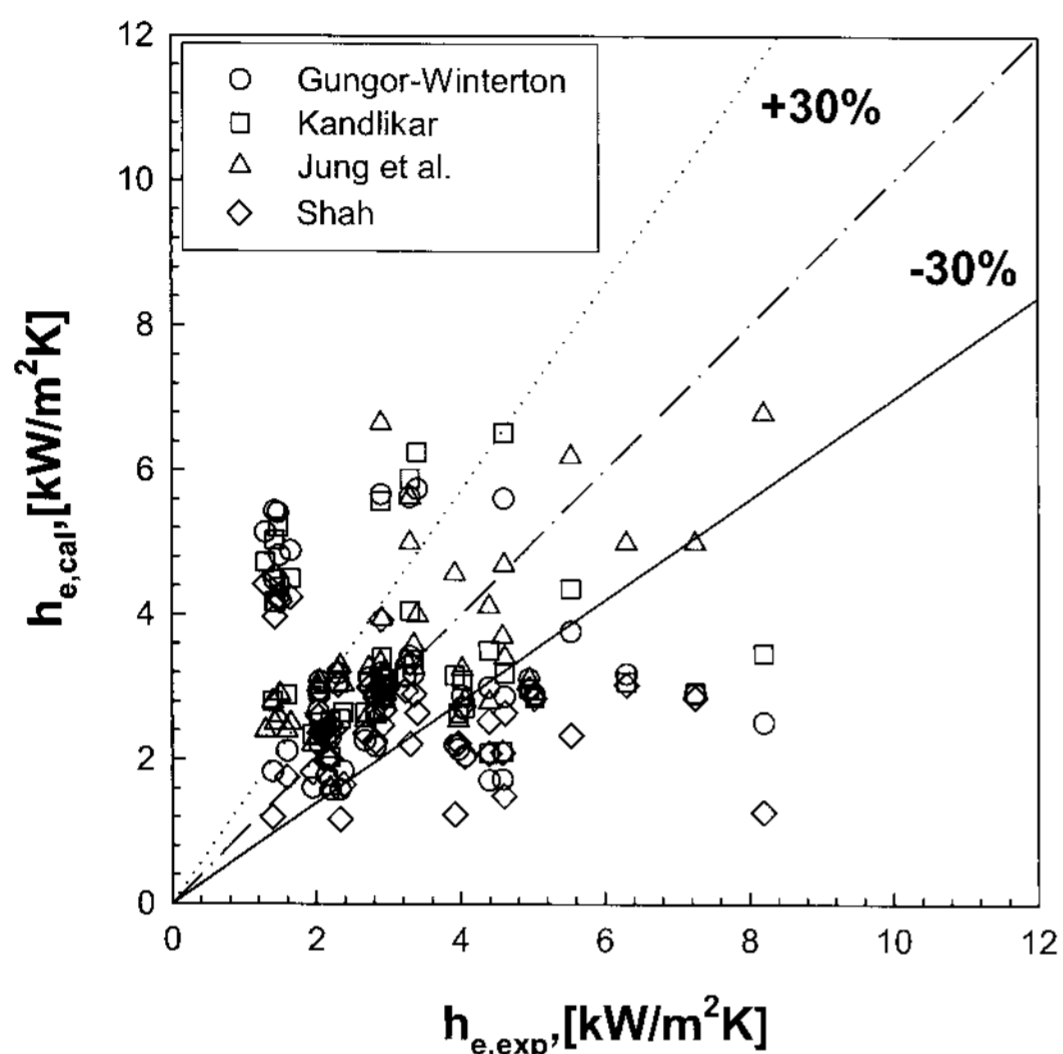


Fig. 6 Comparison between measured and calculated heat transfer coefficients of R-22 and R-407C

4.2 증래의 상관식과 비교

본 실험결과를 검토하기 위해서 관내 증발 열전달 계수를 비교적 잘 예측하는 것으로 여겨지는 Gungor-Winterton<sup>[11]</sup>, Kandlikar<sup>[12]</sup>, Jung 등<sup>[13]</sup>, Shah<sup>[14]</sup>의 상관식을 이용하여, 평활관내를 유동하는 단일냉매인 R-22와 혼합냉매인 R-407C의 실험결과를 비교한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 실험값으로 예측된 열전달 계수와 상관식으로 구한 열전달 계수의 이탈 정도가 큰 것으로 나타났다. 그러나 그 중에서도 Jung 등의 상관식과 ± 30% 이내에서 가장 좋은 일치율을 보였다.

위의 결과에서와 같이 R-22와 R-407C는 상관식과 큰 차이를 보였는데, 그 이유로는 우선 단일냉매 R-22의 경우 건도에 따라 발생하는 유동형태를 정확하게 상관식에 반영하지 못하였기 때문이

고, 혼합냉매 R-407C의 경우 대부분의 상관식이 증발과정 중에 액과 증기의 교환시 혼합냉매의 열물성치 변화를 반영하지 못하였기 때문이다.

4.3 증발 압력강하

Fig. 7은 내경 6.4 mm 관내 R-22와 R-407C의 증발 압력강하( $\Delta P$ )를 증발기 길이(L)에 따라 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, 증발기 길이가 길어질수록 압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 증발기 길이가 길어질수록 증기 건도가 증가하는 것을 의미하는 것으로 이로 인해 기상의 속도가 증가하기 때문이다. 또, 냉매 질량유속이 증가할수록 R-22와 R-407C의 압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 특히, 증발기 출구측에서는 질량유속이 증가할수록 압력강하는 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 앞에서 언급한 유동양식과 깊은 관계가 있는데, 증발기 입구에서는 기상의 속도가 느린 파형 성층류인 반면에 증발기 출구에서는 기상의 속도가 빠른 환상류가 나타나기 때문인 것으로 판단된다. 모든 질량유속 범위 내에서 R-22의 압력강하가 R-407C와 비슷한 것으로 나타났다.

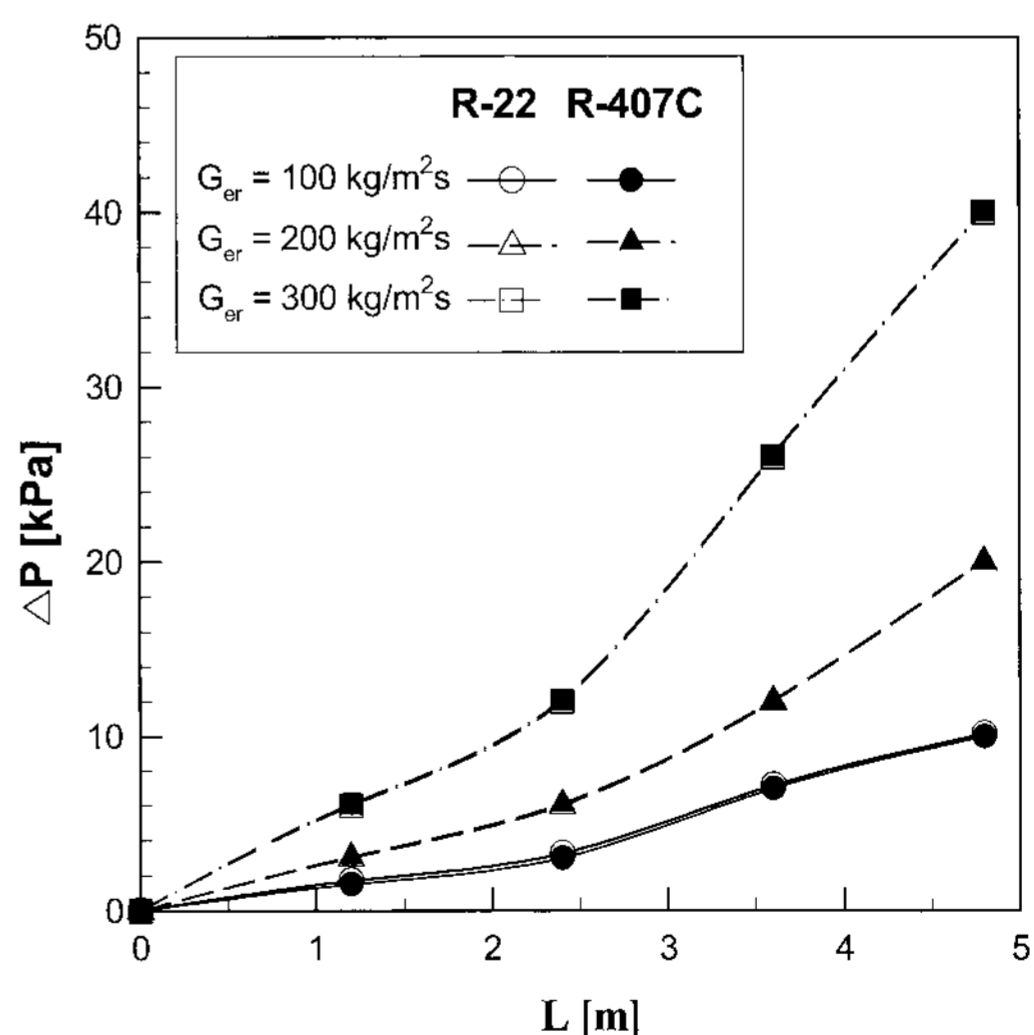


Fig. 7 Pressure drop of R-22 and R-407C with respect to length variation of evaporator with inner diameter tube of 6.4 mm

**Table 3 Thermophysical properties of refrigerants investigated**

Refrigerant			R-407C	R-22
Thermal conductivity, [W/mK]	Liquid	5°C	0.09825	0.09261
	Vapor	5°C	0.01167	0.00977
Viscosity, [ $\mu$ Pa·s]	Liquid	5°C	196.5	206.7
	Vapor	5°C	11.66	11.73

## 5. 결 론

본 연구에서는 R-22와 대체냉매 R-407C를 작동유체로 사용하는 이중관식 증발기에서 열전달과 압력강하를 규명하고 대체 가능성을 확인하고자 하였다. 내경 6.4 mm의 동관으로 제작된 증발기를 사용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

건도변화에 따른 R-22와 R-407C의 증발 열전달 계수를 살펴보면, 질량유속이 100~200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 변화가 거의 일정하거나 약간 상승하였다. 질량유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 건도 증가에 따라 R-22의 증발 열전달계수가 다소 증가하였다. 일정한 건도에서 냉매 질량유속의 영향을 살펴보면, 냉매의 질량유속이 증가할수록 R-22의 국소 증발 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 특히, 저건도영역보다 고건도영역에서 질량유속에 대한 영향이 더욱더 확실히 나타나는 것을 알 수 있다. R-22와 R-407C의 평균 열전달 계수의 비교 결과, 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 R-22의 평균 열전달계수가 R-407C보다 46.6% 정도 높았고, 질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 13.04% 정도 높았으며, 질량유속이 300 kg/m<sup>2</sup>s의 경우에는 5.68% 정도 높게 나타났다. 모든 질량유속 범위 내에서 R-22와 R-407C의 압력강하를 비교한 결과, R-22의 압력강하는 R-407C와 비슷한 것으로 나타났다.

수평관내 R-22와 R-407C의 증발 열전달에 대한 실험으로 획득한 결과를 Gungor-Winterton, Kandlikar, Jung 등, Shah에 의해서 제안된 상

관식과 비교한 결과, Jung 등의 상관식이  $\pm 30\%$ 로 가장 좋은 일치를 보였다.

위의 결과로부터 R-22의 열전달 계수가 R-407C에 비해 다소 높고, 압력강하도 R-407C와 비슷하기 때문에 열전달 특성면에서는 R-22가 유리하지만, 지구온난화와 오존층 파괴에 대한 측면에서는 R-407C가 R-22에 비해 유리하다. 또한, 서론에 언급한 R-407C의 여러가지 장점을 가지고 있는 점을 감안하면 R-407C가 R-22의 대체냉매로서 가능성이 어느 정도 있다고 판단된다.

## 참고문헌

- [1] E. Torrella, J. N. Esbrí and R. Cabello, "Boiling heat transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour compression plant's shell and tube evaporator", *Applied Energy*, Vol. 83, No. 3, pp. 239-252, 2006.
- [2] W. Targanski and J. Cieslinski, "Evaporation of R407C/oil mixtures inside corrugated and micro-fin tubes", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 13, pp. 2226-2232, 2007.
- [3] C. Aprea, A. Greco and A. Rosato, "Comparison of R407C and R417A heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling in a horizontal smooth tube", *Energy Conversion and Management*, In Press, Corrected Proof, Available online 22 January 2008.
- [4] E. A. Vineyard and J. K. Sand, "Evaluation of nonazeotropic refrigerant mixtures for capacity modulation", *DOE/ORNL Heat Pump Conference Proceeding*, pp. 47-54, 1998.
- [5] S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing Uncertainties in Single

Sample Experiments”, Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3-12, 1953.

[6] M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon, and A. P. Peskin, “NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP)”, Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A., 1998.

[7] Y. Taitel and A. E. Dukler, “A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow”, AIChE J, Vol. 22, pp. 47-55, 1976.

[8] K. Hashizume, “Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal pipe”, Bulletin of JSME, Vol. 26, No. 219, pp. 597-602, 1983.

[9] J. U. Han, S. J. Kim, D. S. Jung and Y. I. Kim, Flow boiling heat transfer characteristics of R22 alternative refrigerants in a horizontal smooth tube, Int. J. of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 13, No. 4, pp. 242-251, 2001.

[10] C. Aprea, F. de Rossi and A. Greco, “Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant”, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, pp. 366-377, 2000.

[11] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data, Chem. Eng. Res. Dev., Vol. 65, pp. 148-156, 1987.

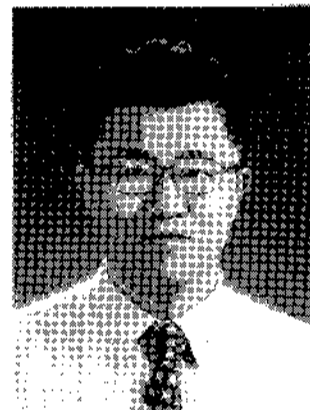
[12] S. G. Kandlikar, A general correlation

for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228, 1989.

[13] D. S. Jung, M. McLinden, R. Radermacher and D. Didion, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1751-1764, 1989.

[14] M. Shah, A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, ASHRAE Transaction, Vol. 82, No. 2, pp. 66-86, 1976.

### 저 자 소 개



#### 노건상(盧建尙)

1966년생, 1990년 부경대학교 냉동공학과 졸업(학사), 1992년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사), 1997년 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(박사), 동명대학교 공과대학 냉동공조공학과 교수 재직중



#### 오후규(吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 와세다대학 박사학위. 현재 부경대학교 냉동공조공학 전공 교수, 고효율 이산화탄소 및 프레온 냉동 시스템 및 열교환기 개발, 냉동냉장창고 설비설계.



#### 손창효(孫昌孝)

1972년 11월생, 2004년 부경대학교 박사학위, 현재 부경대학교 기계공학부 누리계약교수, 고효율 고성능 이산화탄소 열교환기 및 시스템 개발.