

수평 평활관내 R404A와 R152a 냉매 유동의 응축 열전달 계수에 대한 비교 연구

이 치 영[†], 이 상 용^{*}, 김 만 회^{*}

한국과학기술원 기계공학과, ^{*}한국과학기술원 기계공학과

Comparative Study of Condensation Heat Transfer Coefficients between R404A and R152a Flow in a Horizontal Smooth Tube

Chi Young Lee[†], Sang Yong Lee^{*}, Man Hoe Kim^{*}

ABSTRACT: In the present experimental study, condensation heat transfer coefficients between R404A and R152a flow in a horizontal smooth tube were compared. The outer and inner diameters of the tube were 9.52 mm and 7.55 mm, respectively, and the heated length was 1045 mm. The mass flux ranged from 150 to 400 kg/m²s and the test section were uniformly heated from 8 to 12.5 kW/m². The quality range was from 0.2 to 0.8 at the saturation temperature from 27.3 to 34°C. Experimental condensation heat transfer coefficients increased as the quality and mass flux increased. Modified Dobson and Chato correlation reduced the mean deviation of 5.1% for R404A and 9.4% for R152a than the original correlation⁽²⁾.

Key words: R404A(냉매 404A), R152a(냉매 152a), Flow condensation heat transfer(흐름 응축 열전달), Horizontal smooth tube(수평 평관)

기 호 설 명

- A : 동관 내부 표면적 [m²]
- Bd : Bond 수, $g(\rho_L - \rho_V)D^2/\sigma$
- Fr_L : Froude 수, $G^2/\rho_L^2 gD$
- G : 질량유속 [kg/m²s]
- Ga : Galileo 수, $g\rho_L(\rho_L - \rho_V)D^3/\mu_L^2$
- h : 열전달 계수 [W/m²K]
- Ja_L : Jakob 수, $C_{p,L}\Delta T/i_{fg}$
- k : 열전도 계수 [W/mK]
- L : 시험부 길이 [m]
- m : 질량유량 [kg/s]
- Nu : Nusselt 수, hD/k_L
- Pr_L : 액상 Prandtl 수, ν/a
- Q : 열량 [kW]
- q'' : 열유속 [kW/m²]
- r : 관의 반지름 [m]

- Re_L : 액상 Reynolds 수, $GD(1-x)/\mu_L$
- Re_{vo} : 기상 Reynolds 수, GD/μ_V
- T_{sat} : 응축온도 [°C]
- x : 건도
- X_{tt} : Martinelli parameter

하첨자

- in : 관의 입구 또는 내측
- out : 관의 출구 또는 외측
- r : 냉매(R404A, R152a)
- w : 물(2차 유체)
- wall : 동관 벽면

1. 서 론

1930년대 개발된 CFC(chlorofluorocarbon) 와 HCFC(hydrochlorofluorocarbon) 물질은 열역학적 우수성 및 화학적 안정성 등 냉매로서의 구비조건을 거의 완벽하게 갖추고 있어서 그 동안 가정

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-869-3066; fax: +82-42-869-8207

E-mail address: whitelcy@kaist.ac.kr

및 산업용 냉동 공조기기의 냉매로 널리 사용되어 왔다. 그러나, CFC 및 HCFC가 대기에 누출될 경우, 오존층을 파괴하고 지구온난화에 영향을 미치는 환경오염물질로 판명되어 이들 물질의 생산 및 사용에 대한 규제가 가속화되고 있다. 우리나라의 경우에도 1992년 5월 몬트리얼 의정서에 가입하였으며, 이에 따라 기존의 냉매를 대체할 수 있는 새로운 물질들의 개발과 이러한 대체물질들을 작동유체로 사용하는 냉동 시스템에 대한 연구가 진행되고 있다.

저온 냉동기용 냉매로는 지금까지 CFC계 공비 혼합냉매인 R502가 주로 사용되어 왔다. 그러나 환경문제로 인해 R404A, R507A 등의 대체냉매가 각광받고 있다. 이 중 R404A는 R125(44 wt%), R143a(52 wt%), R134a(4 wt%) 로 이루어진 비공비 냉매로서, 많은 실험데이터가 확보된 상황은 아니다.

자동차용 에어컨 냉매는 CFC 물질인 R12에서 HFC 물질인 R134a 로 대체되어 사용되고 있으나 대체냉매인 R134a도 규제가 현실화 되고 있다. 이러한 현실에서 기존의 자동차용 에어컨 냉매를 대체할만한 새로운 냉매로 GWP가 140인 R152a 가 각광받고 있다.

본 연구에서는 수평 평활관에서 R404A와 R152a를 이용하여 흐름 응축 열전달 계수를 도출하였다. 본 연구를 통하여 산업 현장에 필요한 R404A와 R152a에 대한 실험 데이터를 제공하고, 두 냉매의 실험데이터와 기존 상관식을 비교, 검토함으로써 수정된 Dobson and Chato 상관식을 제안하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

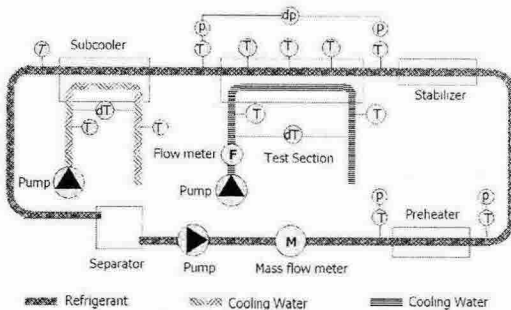


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

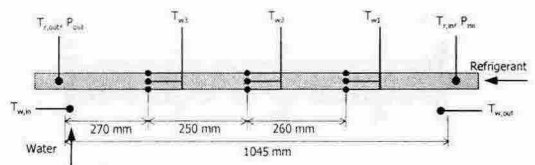


Fig. 2 Test section.

실험장치는 크게 냉매 계통과 냉각 및 가열을 위한 2차 유체(물) 계통으로 나뉜다. 냉매 계통은 시험부(test section), 안정기(stabilizer), 수액기(separator), 예열기(preheater), 과냉기(subcooler) 등으로 구성되어 있으며, 2차 유체 계통은 시험부에 저온 열원과 고온 열원을 공급하기 위하여 각각 저온탱크(ice bath)와 온수 탱크를 이용하였다. 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

흐름 응축 현상이 일어나는 시험부는 2중관 열교환기 형태로 구성하였다. 내측관은 수평 평관의 동관으로 구성하여 냉매가 흐르고, 외측에는 아크릴관을 이용하여 냉각을 위한 2차 유체(물)가 흐른다. 내측관인 동관의 외경은 9.52 mm, 내경은 7.55 mm이고, 외측관인 아크릴관의 외경은 38 mm, 내경은 28 mm이다. 전체 시험부의 길이는 1045 mm이고, 실험장치는 전체적으로 단열하여 열손실을 최소화하였다. 시험부의 입출구에서 냉매의 온도와 압력을 측정하며 내측 동관 벽면에 Fig. 2와 같이 총 12개의 K-Type의 열전대를 납땜으로 부착하여 벽면 온도를 측정한 후 1차원 열전도 방정식을 이용하여 내측 벽면 온도를 계산하고, 이렇게 계산된 내측 벽면 온도 12개를 평균하여 열전달 계수를 계산하는데 이용하였다. 동관의 벽면 온도 측정시, 측정의 정확도를 높이기 위하여 하나의 측정위치에 대해 상하좌우의 4 지점에서 표면 온도를 측정하였다.

2.2 실험조건

본 연구에서는 R404A와 R152a를 냉매로 사용하였다. 각 냉매에 대한 실험조건을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 The Experimental condition.

Refrigerant	Unit	R404A	R152a
T_{sat}	°C	27.3	30-34
x	.	0.2-0.8	0.1-0.8
G	kg/m ² s	200-400	150-350
q''	kW/m ²	11	8-12.5

2.3 실험 자료의 처리

냉매의 열전달 계수를 구하는 과정은 다음과 같다. 시험부 외측에 흐르는 물의 유량과 입출구 온도차를 이용하여 식 (1)과 같이 평균 열량을 계산한다.

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

동관 외측벽에 설치된 12개의 열전대에서 읽은 온도를 기준으로 열전도 방정식을 이용하여 식 (2)와 같이 동관 내측의 벽면 온도를 계산한다.

$$T_{wall,in} = T_{wall,out} + \frac{Q_r \cdot \ln(r_{out}/r_{in})}{2\pi Lk} \quad (2)$$

식 (2)에서 구한 12개의 동관 내측의 벽면온도를 평균하고 냉매 입출구에서 측정된 냉매의 온도를 평균하여 식 (3)에 의해 열전달 계수를 도출하였다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_r - T_{wall}) \cdot A} \quad (3)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 실험결과

R404A와 R152a 모두 건도가 증가할수록 열전달 계수는 증가하였고, 본 실험영역에서는 R152a의 실험데이터가 R404A보다 크게 나타났다. 또한 질량유속이 증가할수록 열전달 계수가 증가하는 경향을 보였다. 대표적으로 실험데이터 중

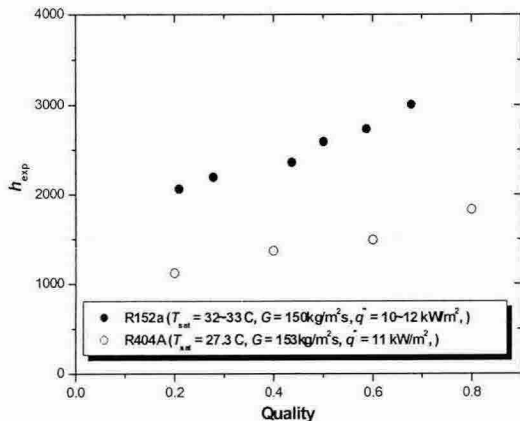


Fig. 3 Experimental data of R404A and R152a in a horizontal smooth tube ($G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

Table 2 Comparison between correlations and experimental data.

Correlation		Shah correlation ⁽¹⁾	Dobson and Chato correlation ⁽²⁾
R404A	Mean Dev.	24%	25%
	Ave. Dev.	+ 23%	+ 25%
R152a	Mean Dev.	13%	19%
	Ave. Dev.	+ 0.7%	+ 17%

Fig. 3에 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에 대한 실험데이터를 나타내었다.

3.2 실험 데이터와 기존 상관식의 비교

실험을 통한 R404A와 R152a의 열전달 계수와 기존 상관식을 통해 얻은 열전달 계수를 비교하여 보았다. 비교한 기존 상관식은 Shah⁽¹⁾, Dobson and Chato⁽²⁾ 등이 제안한 상관식이다. Table. 2에 평균 오차(Average deviation)와 절대 오차(Mean deviation)를 나타내었다. 평균오차와 절대오차의 정의는 식 (4), (5)와 같다.

$$\text{Average deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(h_{cal} - h_{exp})}{h_{exp}} \quad (4)$$

$$\text{Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{(h_{cal} - h_{exp})}{h_{exp}} \right| \quad (5)$$

R404A의 경우 Shah 상관식⁽¹⁾과 Dobson and Chato 상관식⁽²⁾의 오차가 유사하게 나타난 반면, R152a의 경우는 Dobson and Chato 상관식⁽²⁾의 오차가 Shah 상관식⁽¹⁾에 비해 크게 나타났다. 그리고, 두 상관식 모두 실험데이터를 기준으로 열전달 계수를 과대 예측하고 있음을 알 수 있었다.

3.3 Dobson and Chato 상관식⁽²⁾의 검토

Dobson and Chato 상관식⁽²⁾은 1998년도에 제안된 식으로 Flow pattern을 고려한 점이 특징이다. 상관식은 Wavy flow regime과 Annular flow regime으로 구분하고 있으며, 각 Flow pattern에 적용 가능한 상관식을 제안하였다. Dobson and Chato는 이러한 상관식을 만들기 위해 각 Flow pattern에 적용 가능한 기존의 연구들을 정리하고, 이를 바탕으로 개선된 식을 제안하였다. 제안한 상관식은 Table. 3과 같다. 사용한 냉매는 R12, R22, R134a, R32/R125 등이고, 상관식이 적용 가능한 범위는 응축온도 $35\text{--}45^\circ\text{C}$,

Table 3 Dobson and Chato correlation⁽¹⁾.

Flow pattern	Correlation
Wavy flow regime	$Nu = \frac{0.23 Re_L^{0.12} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right)^{0.25}}{1 + 1.11 X_{II}^{0.58}} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) Nu_{forced}$ where, $Nu_{forced} = 0.0195 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{II}^{c_2}}}$ $0 < Fr_L \leq 0.7 : c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_L - 1.564 Fr_L^2$ $c_2 = 1.773 - 0.169 Fr_L$ $Fr_L > 0.7 : c_1 = 7.242, c_2 = 1.655$ Limit of application $G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ & $Fr_{so} < 20$
Boundary between annular and Wavy flow regime	$Fr_{so} = c_3 Re_L^{c_4} \left(\frac{1 + 1.09 X_{II}^{0.039}}{X_{II}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$ $Re_L \leq 1250, c_3 = 0.025, c_4 = 1.59$ $Re_L > 1250, c_3 = 1.26, c_4 = 1.04$
Annular flow regime	$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_{II}^{0.89}} \right)$ Limit of application $G \geq 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ or $G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ & $Fr_{so} > 20$

질량유속 25-800 kg/m²s, 평균 열유속 5-15 kW/m², 건도 0.1-0.9 영역이다.

Wavy flow regime 상관식은 두 항으로 구성되어 있다. 첫 번째 항은 관내 상부의 얇은 액막을 통한 열전달의 영향을 나타낸 것으로써, Modified Nusselt solution의 형태로 주어져 있다. 그리고 Rosson and Meyers⁽³⁾가 주장한 것과 같이 Vapor shear의 영향을 반영하기 위해 Re_{vo}항을 도입하였으며, 건도의 변화에 따른 기공율 Table 4 Properties of R404A and R152a for flow regime.

Refrigerant	R404A	R152a	R404A	R152a
Flow pattern	Wavy	Wavy	Annular	Annular
Saturation Temp.(°C)	27.3	33.9	27.3	31.0
Mass flux(kg/m ² s)	153	150	350	324
Quality	0.4	0.44	0.6	0.44
Heat flux(kW/m ²)	11	12.3	11	8.9
Liquid density(kg/m ³)	1034	876.3	1034	884
Vapor density(kg/m ³)	69.86	23.86	69.86	21.98
Liquid viscosity(μPa·s)	122.7	148.0	122.7	152.6
Vapor viscosity(μPa·s)	12.69	10.65	12.69	10.53
Liquid specific heat(J/kg·K)	1560	1847	1560	1831
Vapor specific heat(J/kg·K)	1226	1464	1226	1436
Surface tension(N/m)	0.00428	0.00855	0.00428	0.00895
Liquid conductivity(W/m·K)	0.06637	0.09517	0.06637	0.09555
Liquid enthalpy(J/kg)	100300	99900	100300	94560
Vapor enthalpy(J/kg)	237600	368000	237600	366400
latent heat(J/kg)	137300	268100	137300	271840

의 영향을 반영하기 위해 X_{II}가 도입되었다. X_{II}가 극단적으로 0으로 접근할 경우 첫 번째 항의 물리적인 의미가 없어지지 않도록 분모가 "1+fn(X_{II})"의 형태를 취하고 있다. 두 번째 항은 하부에 형성되는 두꺼운 액막에 의한 강제 대류 열전달의 영향을 나타내며, X_{II}가 극단적으로 무한대로 갈 경우(x=0) Dittus-Boelter single phase 상관식이 됨을 알 수 있다.

Annular flow regime 상관식은 Dittus-Boelter single-phase 상관식의 형태에 Two-phase multiplier가 곱해진 형태로 표현되어 있다.

Dobson and Chato 상관식⁽²⁾이 냉매의 열전달 계수를 결정하는데 있어 중요한 물성치를 반영하고 있는지를 판단하기 위하여, 본 실험영역에서 R404A와 R152a의 물성치와 열전달 계수를 비교하여 보았다. Wavy flow regime과 Annular flow regime이라고 확실하게 판단되는 실험데이터중 R404A와 R152a에 대해 유사한 실험조건의 실험데이터를 하나씩 추출하였다. 이를 Table 4에 각각 나타내었다.

Table 4의 실험조건에서, R152a의 열전달 계수는 R404A보다 크게 측정 및 예측되었다. 이를 냉매 물성치가 열전달 현상에 미치는 영향에 관한 물리적인 의미와 연관하여 분석하여 보았다. 유사한 실험조건에서 R404A와 R152a의 표면장력, 액상 열전도 계수, 잠열 등의 물성치가 차이를 보이고 있는 것을 알 수 있다. 일반적으로 밀도비는 X_{II}를 구성하는 항으로 열전달 계수에 기여한다. 표면장력은 전체적으로 액막이 얇게 분포하도록 하는 영향이 있어서 표면장력이 클수록 열전달 계수가 클 것으로 예상된다. 그리고 응축

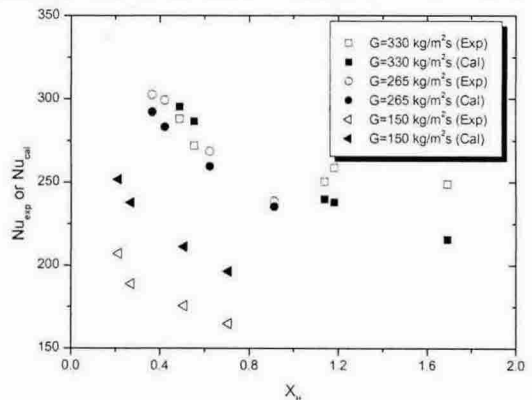


Fig 4 The effect of Martinelli parameter of Dobson and Chato correlation⁽²⁾ in wavy flow regime.

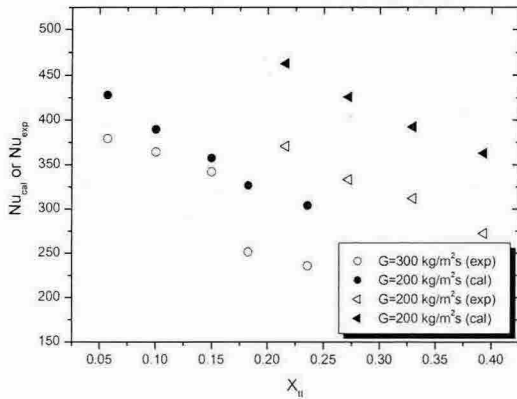


Fig. 5 The effect of Martinelli parameter of Dobson and Chato correlation⁽²⁾ in annular flow regime.

시 생성되는 얇은 액막을 통한 열전도가 일어나므로 액상 열전도 계수가 클수록 열전달이 잘 일어날 것으로 생각된다. 잠열 또한 클수록 응축 열전달 계수가 클 것으로 생각된다.

Dobson and Chato 상관식⁽²⁾에 이러한 물성치의 영향이 반영되어 있는지 살펴보았다. 표면장력을 제외하고 모든 물성치가 반영되어 있는 것을 확인할 수 있었다. 표면장력은 일반적으로 관의 직경이 작을 때 그 중요성이 커진다고 알려져 있다. Dobson and Chato 상관식⁽²⁾이 적용가능한 관의 내경은 3.14 mm에서 7 mm 사이였다고, 본 실험에서 사용한 관의 내경은 7.55 mm 이었다. 열전달 계수를 도출함에 있어 표면장력을 고려해야 하는지에 대한 지표는 Bd 수로 알려져 있다. Dobson and Chato 상관식⁽²⁾이 적용가능한 관의 내경 영역에서 Bd 수를 계산하여 본 결과 모두 1

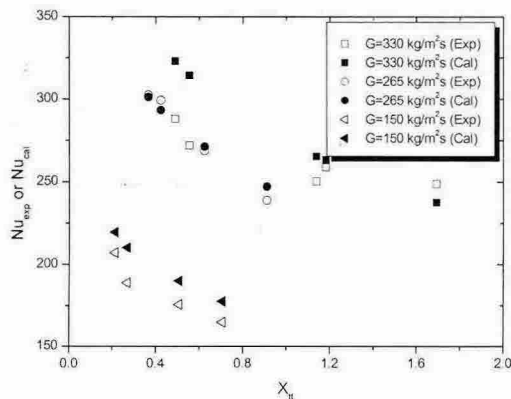


Fig 6 The effect of Martinelli parameter of Modified Dobson and Chato correlation in wavy flow regime.

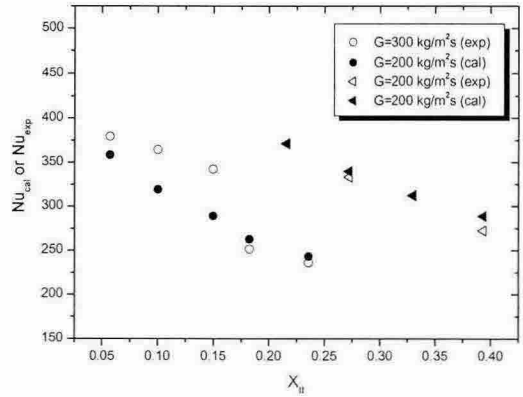


Fig 7 The effect of Martinelli parameter of Modified Dobson and Chato correlation in annular flow regime.

보다 매우 큰 영역이므로 Dobson and Chato 상관식⁽²⁾을 도출함에 있어 표면장력의 영향은 제외한 걸로 판단되며, 본 실험영역에서 역시 Bd 수가 1보다 큰 영역이므로 표면장력의 영향력을 고려하지 않아도 큰 문제가 없다고 판단된다.

3.4 Modified Dobson and Chato 상관식의 제안

Modified Dobson and Chato 상관식을 제안하기 위해 각 Flow regime에 중요한 영향을 미치는 X_{tt} 에 대한 Nu 수의 경향성을 판단하여 보았다. Fig 4, 5 에 R152a의 실험데이터와 예측치를 이용하여, 각 Flow regime에 대해 X_{tt} 에 대한 Nu 수의 경향을 나타내었다. 실험데이터와 상관식에 의한 예측값의 경향성은 전체적으로 유사하나 각 질량유속에 따라 변화율의 차이가 있음을 관찰할 수 있었고, 실험데이터와 예측값의 크기 차이가 나는 것을 알 수 있다. 따라서 Nu 수의 변화율을 조정하기 위해 질량유속의 영향을 보정하고, 실험데이터와 예측값의 차이에 대한 보정이 필요하다고 판단된다.

이러한 판단을 바탕으로 각 Flow regime에 대해 Modified Dobson and Chato 상관식을 만들어 보았다. 상관식의 형태는 다음과 같다.

Wavy flow regime

$$Nu = \frac{0.0085 Re_{vo}^{0.378} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right)^{0.25}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} + \left(1 - \frac{\theta}{\pi} \right) Nu_{forced}$$

$$Nu_{forced} = 0.0327 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \sqrt{0.8387 + \frac{C_1}{X_{tt}^2}}$$

Table 5 Comparison between Original⁽²⁾ and Modified Dobson and Chato correlation.

Dobson and Chato Correlation		Original ⁽²⁾	Modified
R404A	Mean Dev.	25%	19.9%
	Ave. Dev.	+ 25%	+ 18.2%
R152a	Mean Dev.	19%	9.6%
	Ave. Dev.	+ 17%	+ 4.3%

Annular flow regime

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{1.6}{X_u^{0.94}} \right)$$

나머지 적용 조건과 수식은 기존의 Dobson and Chato 상관식⁽²⁾과 동일하다.

3.5 실험데이터와 Modified Dobson and Chato 상관식의 비교

Modified Dobson and Chato 상관식에 있어서 X_u 에 대한 Nu 수의 경향성을 Fig. 6, 7에 나타내어 보았다. 기존 경우와 비교하여 볼 때, X_u 에 대한 실험치와 예측치의 경향성 및 크기가 유사함을 알 수 있다. R404A와 R152a의 실험데이터와 Modified Dobson and Chato 상관식에 의해 예측된 열전달 계수의 비교를 Fig. 8에 나타내었다. 또한 실험데이터를 기준으로 Original Dobson and Chato 상관식⁽²⁾과 Modified Dobson and Chato 상관식에 의한 오차 비교를 Table 5에 나타내었다. Modified Dobson and Chato 상관식은

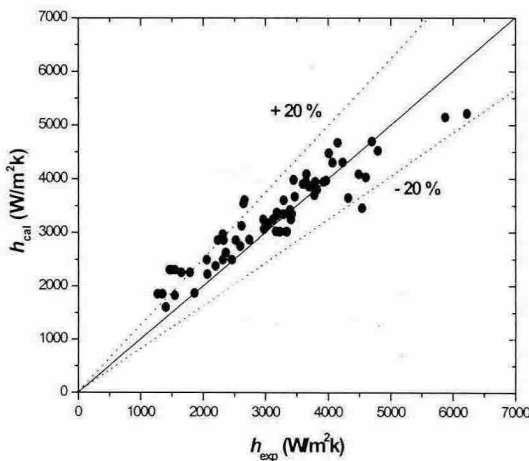


Fig. 8 Comparison of experimental data with Modified Dobson and Chato correlation.

기존 상관식보다 R404A의 경우 5.1%, R152a의 경우 9.4%의 Mean deviation을 감소시키는 결과를 보였다. 하지만 Modified Dobson and Chato 상관식을 적용한 후에도 R152a의 Mean deviation은 9.6%로 나타난 반면, R404A의 경우는 19.9%로 나타났다. 이는 상관식에 냉매의 물성치 차이에 의한 영향이 제대로 반영되지 못하고 있다는 것을 의미하며, 추후 이것에 관한 보정이 필요하다고 생각된다.

4. 결론

본 연구에서는 R404A와 R152a를 이용하여 수평 평활관내 흐름 응축 열전달 계수를 구하였다. 두 냉매 모두 흐름 응축 열전달 계수는 진도와 질량유속이 증가할수록 증가하였다. Modified Dobson and Chato 상관식은 기존 상관식⁽²⁾보다 R404A의 경우 5.1%, R152a의 경우 9.4%의 Mean deviation을 감소시키는 결과를 보였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 대체 냉각 시스템 개발 사업과 BK-21의 일부 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Shah, M. M., 1978, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Trans.* Vol. 22, pp. 547-556.
2. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213.
3. Rosson, H. F. and Meyers, J. A., 1965, Point Values of Condensing Film Coefficients Inside a Horizontal Tube, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 61, No. 59, pp. 190-199.
4. Dongsoo Jung, Youngmok Cho and Kiho Park, 2004, "Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes," *Int. J. Refrig.* Vol. 27, pp. 25-32.