

천연냉매인 이산화탄소의 세관 유동시 발생하는 증발 유동 현상에 대한 수치해석 연구

Numerical Study on the Evaporation Flow Phenomena of Natural Refrigerant CO₂ through Small Diameter Tubes

최인수*, 박병덕**
In-Su Choi*, Byung-Duck Park**

<Abstract>

For the environment protection, carbon dioxide as a natural refrigerant has been studied to use in an automotive air conditioning system. Hence, a numerical model has been developed to describe the evaporation phenomena of carbon dioxide flowing through very small diameter tubes. The two dimensional low-Reynolds $k-\epsilon$ model was used to predict the flow phenomena of carbon dioxide in the two phase during its evaporation. Furthermore, the results obtained from the model were compared with the experiments for the validation. The heat transfer coefficient is lower, as the tube inner diameter becomes smaller. However, the amount of heat absorbed by a unit mass of carbon dioxide is greater due to more surface area. Therefore, the small diameter tube has advantage in terms of compact design of evaporator. When the inlet condition of pressure and temperature is low, the heat transfer coefficient is slightly high at the same size of tube because of the thermal properties of carbon dioxide.

Keywords : Carbon dioxide, Natural Refrigerant, Small Diameter Tube, Evaporation Cooling, Numerical Model

1. 서 론

오존층 파괴에 자극을 받은 세계는 1985년 비엔나 협약을 시작으로 대체물질 개발을 추진하고 있다. 냉동 및 공기조화 분야에 있어서도

자동차, 냉장고용 냉매 등으로서 널리 사용되고 있던 CFC(R12)계의 냉매는 선진국에서는 이미 전폐되었고, 염소를 포함하지 않는 HCFC계가 대체냉매로서 사용되어지고 있다. 하지만 이 또한 합성품이기 때문에 장래 오존파괴 문제와

* 교신저자, 정회원, 상주대학교 자동차공학과 교수, 工博
742-711 경북 상주시 가장동 386번지
E-mail : ischoi@sangju.ac.kr

**정회원, 상주대학교 자동차공학과 교수, 工博

* Corresponding Author, Professor, Dpt. of Automotive Engineering Sangju N. Univ., Kyungbuk, 742-711, Korea
E-mail : ischoi@sangju.ac.kr

** Professor, Department of Automotive Engineering

같은 예상하지 못한 문제점을 일으킬 가능성이 있다. 그러므로 자연계에 존재하면서 생물 환경에 미치는 영향이 명확하게 규명된 자연계의

하지만 시스템의 요소기기로 사용되어지고 있는 열교환기의 열전달 특성을 비롯한 마찰손실 등에 대한 세관내의 CO₂의 증발 유동 양상

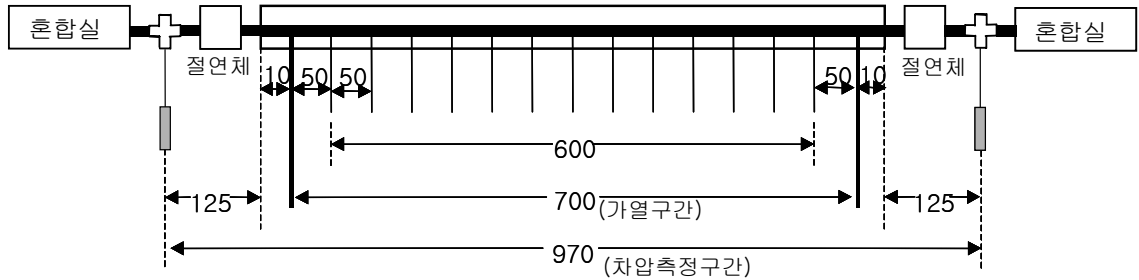


Fig. 1 Schematic diagram of the test section.

냉매에 대한 개발이 급격하게 진행되고 있는 실정이다. 자연계의 냉매로는 CO₂, 암모니아, 프로판, 공기, 부탄 등이 있으나 이 중에서 안정된 화학적 성질을 가진 CO₂ (R744)가 세계적으로 주목받고 있다.

이산화탄소를 사용한 냉동사이클은 1930년대에 이미 사용된 적이 있으나, 작동압력이 매우 높아 CFC 및 HCFC계열의 냉매가 개발되면서 사용되지 않게 되었다. 하지만 최근 냉매의 지구온실효과 문제가 대두되면서 1990년대 이후 냉매로서의 이산화탄소에 대한 연구들이 새롭게 이루어지고 있다.⁽¹⁾

냉동장치에서는 본 연구 범위와 유사한 모세관 내에서의 CFC, HCFC 및 혼합냉매들의 압력강하 특성에 국한된 연구가 수행되어 왔다. 하지만 순수냉매인 이산화탄소의 경우는 아직 다양한 검증이 이루어지지 않았고, 기존냉매에 비하여 포화압력이 매우 높고 임계온도가 낮은 열물성 특성 때문에 열전달 및 압력강하 특성이 현저히 다른 것으로 나타났다.⁽²⁾

기존 발표 문헌들을 보면 CO₂의 증발에 의한 열전달계수는 기존 HCFC 냉매에 비하여 2배 정도 높고,⁽³⁾ 압력손실은 1/3~1/5정도 되는 것으로 나타내었다.⁽⁴⁾ 그러므로 이산화탄소를 냉매로 사용하는 냉동 및 공기조화 시스템은 새로운 설계가 필요하다. CO₂는 단위 체적당 용량이 다른 냉매에 비하여 월등히 크고, 이는 열교환기의 소형화를 추구하기 위한 증발기의 세경화에도 유리하다. 즉, 점성이 낮기 때문에 매우 작은 직경의 관이나 채널에서는 압력강하량이 작고 작동압력이 높으므로 시스템의 크기를 크게 줄일 수 있다.

에 대한 연구결과가 매우 부족한 실정이다. 이에 본 연구에서는 세관 유동시 발생하는 증발 현상을 고찰하기 위하여 CO₂의 수평 세관내의 강제대류 열전달 특성을 수치계산과 실험적으로 수행, 규명하여 CO₂를 사용하는 열교환기의 설계에 활용하고자 한다.

2. 실험

Fig. 1은 이산화탄소의 증발 특성을 시험하기 위한 장치를 개략적으로 나타낸 그림이다. 시험관은 내경 0.99mm, 외경 1.59mm의 SUS316 평활관을 사용하였고, 관 양쪽 외벽에 전원 탭을 설치하여 시험부에 전기를 직접 가열하는 방법을 채택하여 열손실을 줄이고 정확한 가열량을 산출하도록 하였다.

관 외벽에는 K형 열전대를 50mm 간격으로 12군데 점용접하였고, 냉매온도는 입구와 출구에 시스 K형 열전대를 사용하여 측정하였다. 그리고 시험관 출구에 10MPa까지 측정 가능한 절대압력계 (Kyowa, PGR-100KA)를 설치하였고, 관로 압력강하량 측정을 위해 고압용 차압계 (Gurone, DP15-30N)을 사용하였다. 또한 이산화탄소의 유량은 Oval형 유량계 (E010S)를 사용하여 직접 질량유량을 측정하였다.

매우 가는 관을 사용하였고, 유량이 적기 때문에 시험구간의 냉매온도 및 관 내벽의 온도를 직접 측정하는 것이 불가능하였다. 따라서 관 외부는 단열이고 내부 유동은 정상상태의 균일한 열유속 조건으로 가정하였고, 1차원 반경방향 열전도 방정식을 사용하여 관 내벽온도를 구하는 식을 유도하여 관 내벽온도 및 각

구간별 냉매온도, 냉매압력 및 열전달계수를 산출하였다.

3. 수치해석

외벽이 가열되고 수평 관내를 흐르는 유체는 3차원 유동일 것으로 예상되나, 모세관과 같이 세관내의 유동양상은 2차원으로 해석하여도 근사한 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 작동유체인 액체 이산화탄소가 각 계산셀에서 균질하다고 간주하여 2차원 증발유동으로 해석하였고, 연속방정식, 에너지방정식, 난류에너지방정식 및 난류에너지 소멸을 방정식들을 식 (1)의 기본방정식에 적용하였고, 정상상태에 있어서 기본방정식은 대류항, 확산항 그리고 원천항으로 나타낼 수 있다.

$$\text{div}(\rho \mathbf{u}\Phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad}\Phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

수치해석 모델은 유한체적법을 기초로 하여 FORTRAN 언어로 프로그램하였고, 식 (1)을 유동의 2가지 속도성분 운동량 및 에너지에 대하여 각각 SIMPLE방법⁽⁵⁾으로 연산하였다. 또한 액상의 이산화탄소 난류유동은 $k-\epsilon$ 모델⁽⁶⁾을 사용하였으며, 표준 난류모델의 벽면 경계조건의 수정을 위하여 Chang 등의 저레이놀드수 난류모형⁽⁷⁾을 사용하였다. 아울러 이산화탄소의 물성치는 PROPATH Version. 12.1⁽⁸⁾의 계산함수를 본 모델의 부프로그램으로 포함시켜 계산하였다.

하지만 난류에너지 소멸율(ϵ)의 원천항으로 Chang 등⁽⁷⁾이 제안한 모델상수와 함수들은 단상 유동에는 적합하나, 2상 유동의 경우는 난류에너지 소멸율이 과다하게 예측되어 대류열전달계수가 실험치에 비하여 너무 작았다. 따라서 식 (2)와 같이 벽면과의 거리(y)에 따라 변화하는 난류 레이놀드수(R_t)를 계산하는데, 관 직경(d_i) 및 건도(x)에 따른 함수를 식 (3)과 같이 추가하였다.

수치해석모델의 검증은 위하여 실험결과와 동일한 조건에서 계산한 결과와 관의 각 위치에서 냉매의 압력 및 온도 값들의 비교가 필요하였다. 그러므로 2차원 모델로 얻은 결과를 각

$$y^* = y(1 + 0.0344 x^{0.84} (1-x)^{0.3026/d_i}) \quad (3)$$

$$S_{\epsilon} = c_1 f_1 \frac{\epsilon}{k} G - c_2 f_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

$$f_2 = (1 - e^{-0.0631 R_t}) (1 - 0.01 e^{-R_t^2}) \quad (2)$$

$$R_k = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu}, \quad R_t = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon}$$

위치에서 압력의 경우에는 단위 질량당 평균값 그리고 온도의 경우는 단위 정압비열당 엔탈피의 평균값으로 계산하여 1차원 실험결과와 비교를 위한 값들을 산출하였다.

Fig. 2는 관 내경이 1.794mm이고 출구 건도가 0.53인 Ikeda의 실험결과⁽⁹⁾를 이용하여 CO₂의 온도와 관 외벽의 온도를 비교한 그림이다. CO₂의 온도는 실험치와 매우 잘 일치하며, 관

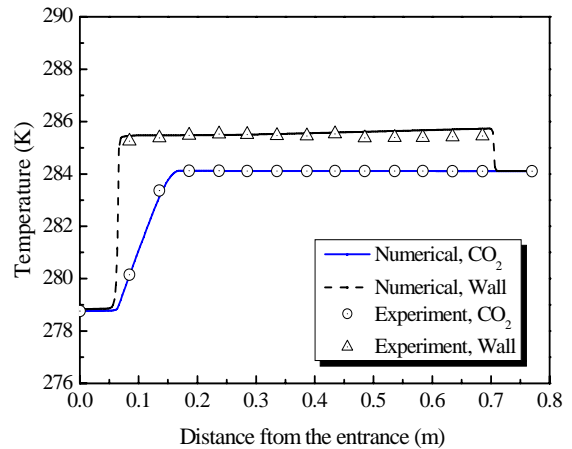


Fig. 2 Comparison of CO₂ and wall temperatures ($d_i = 1.794\text{mm}$, $P_{in} = 4.61\text{MPa}$, $Q = 61.8\text{W}$, $G = 208.0\text{kg/m}^2\text{s}$, $Re_{in} = 4032.9$).

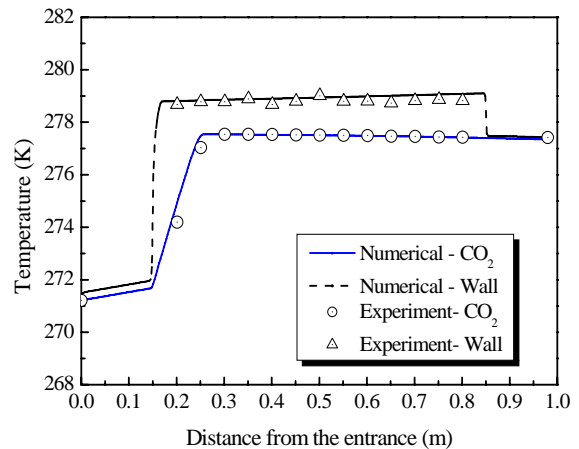


Fig. 3 Comparison of CO₂ and wall temperatures ($d_i = 0.988\text{mm}$, $P_{in} = 3.91\text{MPa}$, $Q = 50.0\text{W}$, $G = 588.9\text{kg/m}^2\text{s}$, $Re_{in} = 5546.1$).

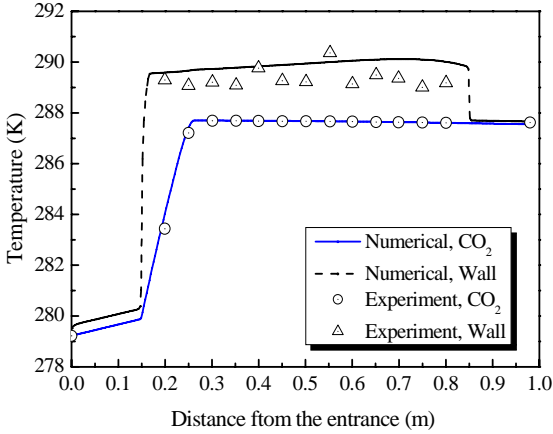


Fig. 4 Comparison of CO₂ and wall temperatures ($d_i = 0.988\text{mm}$, $P_{in} = 5.03\text{MPa}$, $Q = 65.5\text{W}$, $G = 526.2\text{kg/m}^2\text{s}$, $Re_{in} = 5596.7$).

외벽의 온도는 출구측에서 계산치가 실험치보다 다소 높게 예측되었다. 이는 실험에서 발생한 열손실에 기한 것으로 사료된다.

Fig. 3은 관 내경이 0.988mm이고 출구 건도가 0.41 그리고 Fig. 4는 출구 건도가 0.73인 경우의 온도 결과를 비교한 그림들이다. 냉매온도는 잘 일치하지만, 관 외벽의 온도는 실험치보다 다소 높게 계산되었다. 이는 실험에서 완벽한 단열이 부족한 원인으로 야기되었다고 사료되지만, 건도가 높아짐에 따라 벽면에 접한 유동층의 와점성계수의 예측에도 다소간의 오차는 있을 것으로 생각한다. 하지만 전반적으로 2상 유동의 불균일성 및 편차를 고려하면 만족스러운 결과의 일치로 판단된다.

4. 결과 및 고찰

관의 외벽은 단열조건으로 가정하였고, 관의 내경, 냉매(CO₂)의 질량유속 및 입구 압력, 온도 조건을 달리하여 계산을 수행하였다. 이 때 관 길이는 모두 650mm로 관 전체 길이에 걸쳐 가열되는 것으로 가정하여 냉매가 세관을 유동시 증발 특성을 살펴보았다.

4.1 관 직경의 영향

Table 1은 입구 압력 및 온도 조건이 각각 4.1MPa 및 1°C, 질량유속은 5500kg/m²s이고 가열량을 CO₂의 단위 질량유량당 160kW로 동일하게 주었을 때, 관 직경에 따른 각 단면에서의 계산결과를 요약한 결과이다. 냉매의 단위

질량유량당 가열량이 일정하므로 출구의 냉매 건도는 0.7로 모두 같다. 그러나 관 직경이 증가함에 따라 질량유량이 많아지면서 레이놀드수 및 열유속은 증가한다. 아울러 압력강하의 경우 관 내경이 1mm 이상에서는 비슷한 수준을 보이는 점은 유체의 관로 유동 특성과 다르지 않다.

Table 1 Summary of result with various tubes

Tube Diameter (mm)	Reynolds Number (-)	Pressure drop (kPa)	Vapor fraction (-)	Heat flux (kW/m ²)
1.00/1.6	5511.9	16.84	0.70	33.85
1.25/2.0	6889.8	14.90	0.70	42.31
1.50/2.4	8267.8	14.65	0.70	50.77
1.75/2.8	9645.7	14.79	0.70	59.23

Fig. 5는 Table 1의 조건에서 관로의 전반부에서 냉매온도를 비교한 그림이다. 관 직경이 작을수록 냉매의 온도 상승은 빨라지며 그에 따라 비등도 일찍 시작되는 것으로 나타났다. 자동차의 운행조건과 비슷하게 관 외부의 공기 온도가 일정할 경우에는 열유속이 비슷한 수준이 되므로 증발 초기의 온도 차이가 더욱 커질 것으로 예상된다.

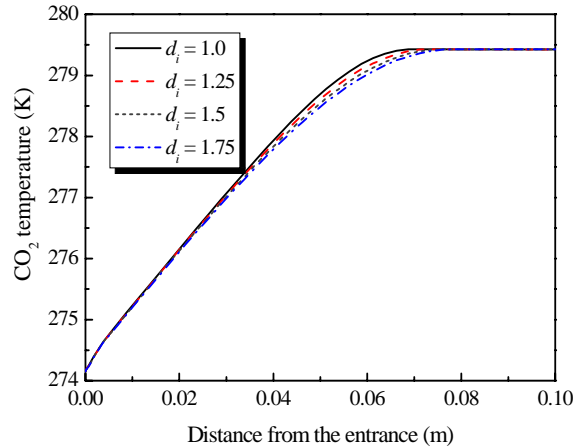


Fig. 5 Variation of CO₂ temperature with different inner diameter of tube ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $G = 550\text{kg/m}^2\text{s}$)

하지만 Fig. 6의 증발유동시 열전달계수는 관 출구로 갈수록 관 직경이 커짐에 따라 현저하게 증가함을 보이고 있다. 이는 동일한 질량유속(550kg/m²s)에서 레이놀드수 및 열유속이 커짐에 따라 열전달량이 증가하기 때문으로 판단

된다. 그리고 건도가 커지면서 난류유동도 심화되고 그에 따라 열전달이 더욱 촉진되는 것으로 보인다. 따라서 2상 열전달계수는 단순히 비등수, $B_o = q/(Gd_i)$ 또는 관 직경에 선형적인 관계가 아닌 복잡한 관계식이 요구되며, 이에 대한 상세한 연구가 필요하다.

Fig. 7의 관 외벽 온도는 관 직경이 커지면서 관 출구로 갈수록 낮아지는데, 이는 수치해석에서 인위적으로 관의 각부에서 균일한 열유속 조건으로 설정하였기 때문이다. 하지만 실제로는 관 외부의 조건이 등온조건에 가깝기 때문에 관 직경이 작을수록 표면적이 커지면서 냉매의 단위 질량유속당 열전달량은 증가할 것으로 사료된다.

Fig. 8은 전술한 조건과 동일하고 관 외벽의 조건을 9°C의 등온조건으로 제한시켰을 경우에

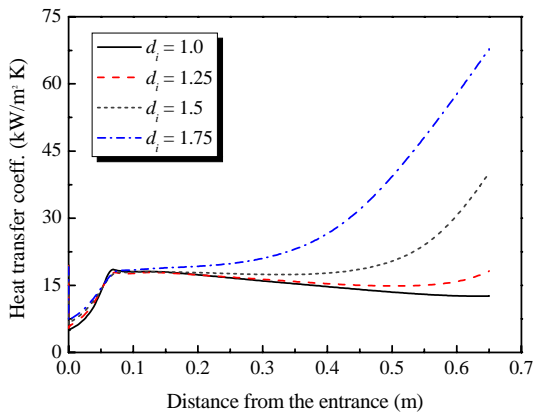


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with different inner diameter of tube ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $G = 550\text{kg/m}^2\text{s}$).

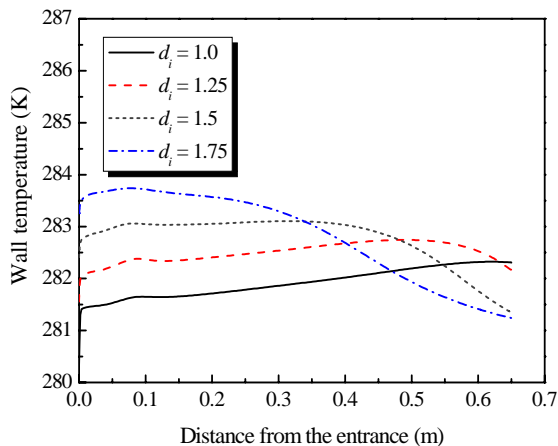


Fig. 7 Variation of outer wall temperature with different inner diameter of tube ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $G = 550\text{kg/m}^2\text{s}$).

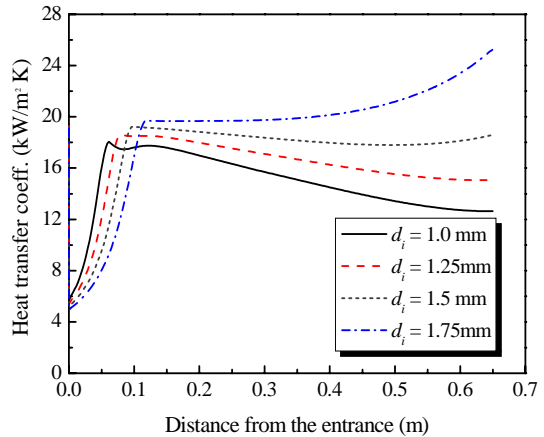


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with different inner diameter of tube ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $G = 550\text{kg/m}^2\text{s}$).

열전달계수를 비교한 그림이다. Fig. 6에 나타난 열전달계수와 비교하여 계수의 크기는 작지만, 그 변화 성향은 유사하다. 그러므로 동일한 냉매의 질량유속 및 열유속의 조건인 경우 관 직경이 작아짐에 따라 열전달계수는 낮아지지만, 관 표면적의 증가로 인하여 전체 열전달량은 많아짐을 알 수 있다. 따라서 동일한 입구조건일 경우 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 관 직경이 작아질수록 냉매의 건도는 증가하고, 냉매의 엔탈피도 더욱 커지므로 열교환기의 소형화에 유리할 것이다.

4.2 질량유속의 영향

Fig. 10은 Table 1의 조건과 동일한 조건에서 관 내경이 1.0mm인 경우 질량유속을 500~650kg/m²s로 변화시켰을 때 열전달계수를 비교한 그림이다. 질량유속이 높을수록 열전달계수는 커지며, 특히 건도 값이 증가할수록 그 차이는 더욱 뚜렷해진다. 이는 비등 열전달에서 2상류의 점성계수가 커지면서 난류유동이 더욱 심화되기 때문으로 사료된다.

일반적으로 2상유동의 열전달계수 관계식은 Chen⁽¹⁰⁾이 제안한 상관식을 근간으로 단상류의 강제대류 열전달계수와 흐름 비등 열전달계수에 각각 2상유동 열전달 상수와 억제 승수를 곱하여 나타낸다.

물론 이러한 제안식들이 CO₂의 증발 유동에 있어서는 적합하지 않는 것으로 보고되고 있지만⁽²⁾, 2상류의 레이놀드수와 어느 정도 상관관계가 있는 것은 분명하다.

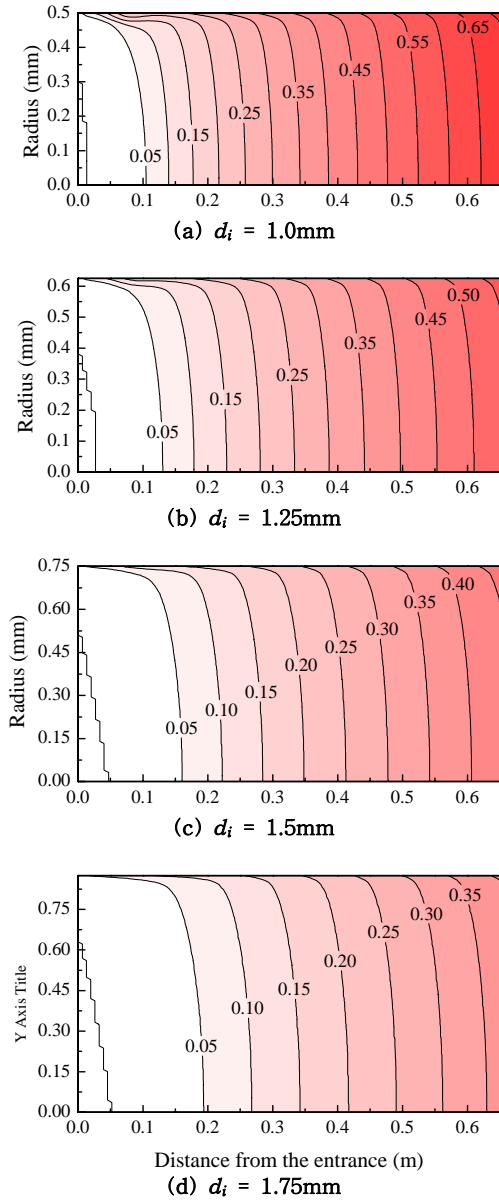


Fig. 9 Contour plots of vapor fraction with different inner diameter of tube ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $G = 550\text{kg/m}^2\text{s}$).

Fig. 11은 Fig. 10과 동일한 조건에서 질량 유속에 따른 압력강하의 변화를 비교한 그림이다. 질량유속이 높아질수록 압력강하량은 많아지는데, 그 특성은 기존의 냉매 특성과 크게 다르지 않는 것으로 보인다. 액체와 기체가 혼합된 2상의 유동에서 마찰손실에 의한 압력강하량은 단상유동의 압력강하량에 승수를 곱하여 나타낸다⁽¹¹⁾. 하지만 본 연구에서는 수 MPa의 작동압력에 비하여 압력강하량이 수십 kPa로, 압력강하량이 작동압력의 1%미만이다. 따라서

실험결과와 정량적인 비교가 힘들었지만, 계산 결과만을 비교하여 볼 때 단위 질량유량당 가열량이 동일하므로 건도 변화는 동일하나, 유속이 높아짐에 따라 레이놀드수가 커지고 아울러 압력강하량도 증가함을 알 수 있다.

4.3 입구 압력 및 온도의 영향

Fig. 12는 질량유속 및 가열량이 각각 $650\text{kg/m}^2\text{s}$ 와 47.12W 로 동일한 경우, 입구 압력 및 온도가 변화에 따른 열전달계수를 비교한 그림이다. 그리고 Fig. 13은 동일한 조건에서 압력강하량을 비교한 그림이다.

전술한 질량유속의 영향과 달리 입구 압력 및 온도조건이 높아지면서 입구에서 레이놀드수도 4627에서 5340으로 커지지만 열전달계수 및 압력강하량이 오히려 낮아지고 있다. 이는 레이놀드수의 변화에 의한 영향보다 이산화탄

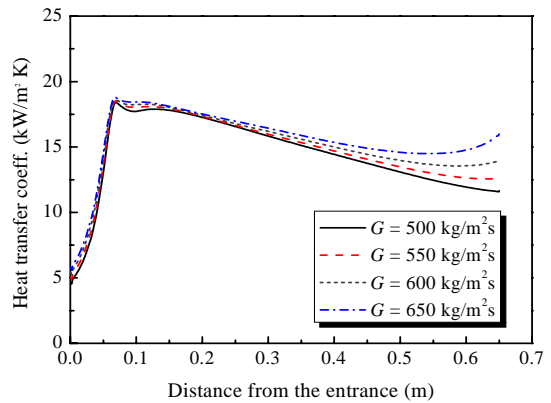


Fig. 10 Variation of heat transfer coefficient with different mass flux ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $d_i = 1.0\text{mm}$, $q = 160\text{kW/kg/s}$).

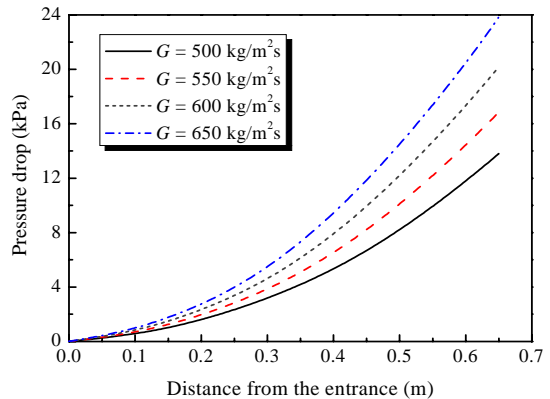


Fig. 11 Variation of pressure drop with different mass flux ($P_{in} = 4.1\text{MPa}$, $T_{in} = 274.15\text{K}$, $d_i = 1.0\text{mm}$, $q = 160\text{kW/kg/s}$).

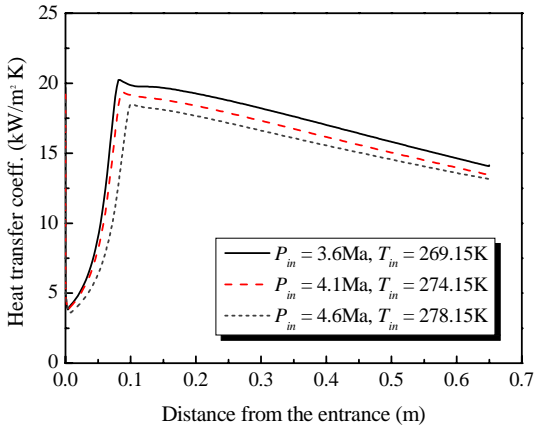


Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient at different inlet condition ($d_i = 1.0\text{mm}$, $G = 500\text{kg/m}^2\text{s}$, $q = 120\text{kW/kg/s}$).

소의 물성치에 의한 영향이 크기 때문에 사료된다.

관의 각 단면에서 질량 평균으로 계산한 레이놀드수는 입구압력 및 온도가 높을수록 크지만, Fig. 13의 점성계수는 작아진다. 그러므로 모세관과 같이 매우 작은 관에서는 유체의 유동시 벽면효과가 상대적으로 더욱 크게 되고, 점성계수가 커지면 벽면에 접한 층의 열전달계수 및 마찰저항이 커지게 된다. 그러므로 점성계수가 상대적으로 큰 낮은 압력 및 온도의 경우에 각 단면의 평균 열전달계수와 압력강하가 높아진 것으로 판단된다. 2상 유동의 다른 여러 가지 변수들의 영향도 무시할 수 없으나, 레이놀드수와 같은 다른 변수의 영향과 상쇄되어 벽면효과는 줄어들 것이고, 관의 내경이 매우 작기 때문에 그 차이는 크지 않다.

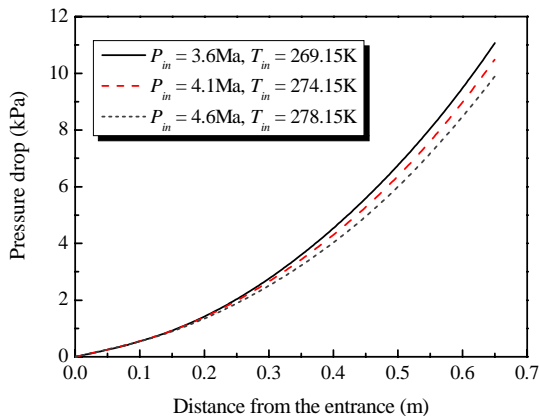


Fig. 13 Variation of pressure drop at different inlet condition ($d_i = 1.0\text{mm}$, $G = 500\text{kg/m}^2\text{s}$, $q = 120\text{kW/kg/s}$).

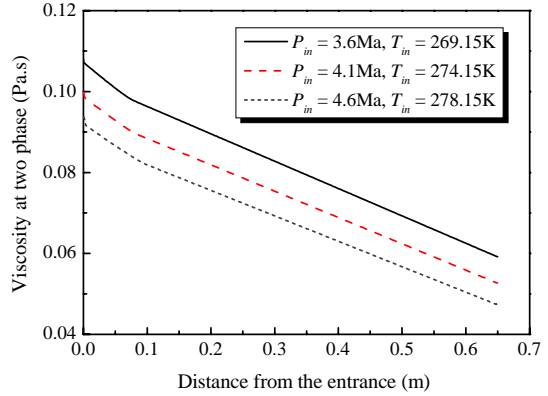


Fig. 14 Variation of two phase viscosity of CO_2 at different inlet condition ($d_i = 1.0\text{mm}$, $G = 500\text{kg/m}^2\text{s}$, $q = 120\text{kW/kg/s}$).

5. 결론

모세관과 같은 매우 가는 관을 흐르는 2상류의 유동을 예측할 수 있는 2차원 난류 수치해석 프로그램을 개발하였고, 최근 관심이 집중되고 있는 천연냉매인 이산화탄소의 증발 유동현상을 고찰하여 보았다.

외부의 가열조건이 동일한 경우 열전달계수는 관 직경이 작을수록 크지만, 관 직경이 작을수록 표면적이 크므로 냉매의 단위 질량유량당 흡수하는 열량은 증가하게 된다. 따라서 증발기의 소형화를 위해서는 가는 관일수록 유리하다. 그리고 관 내벽과의 접촉면적도 커지므로 압력강하량도 커지게 되나, 작동압력의 1% 미만이다.

동일한 가열조건에서 질량유속이 증가할수록 열전달계수 및 압력강하량도 커지는데, 특히 증발도가 높을수록 이러한 현상은 심화된다. 하지만 이러한 값을 예측할 수 있는 상관식을 제안하기 위해서는 보다 정밀한 실험과 고찰이 필요하다.

증발관의 입구에서 냉매의 압력과 온도도 증발현상에 영향을 미치나, 그 절대값은 크지 않으며, 압력보다는 온도의 영향에 따른 이산화탄소의 물성치가 지배적이다.

후 기

이 논문은 NURI사업 (상주대학교 NPT사업팀)의 일부 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) Bredesen, A. M., Aflekt, K., Pettersen, J., Hafner, A., Neksa, P., Skaugen, G., "Studies on CO₂ Heat Exchangers and Heat Transfer", Proc. Meeting of Int. Inst. of Refrigeration on CO₂ Technologies in Heat Pumps and Air Conditioning, Norway, 13-14 May, (1997)
- 2) 조은석, 윤석호, 김민수, "이산화탄소의 증발 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 대한설비 공학회 논문집 제14권, 제1호, pp. 38~45, (2002)
- 3) Rene R. & Hermann H., "CO₂ Heat Pump Water Heater: Simulation and Test Results", Proc. of the 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, July 14-17, pp.133~138., (1998)
- 4) Hihara E, & Tanaka S., "Boiling Heat Transfer of Carbon Dioxide in Horizontal Tubes", Proc. of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conf. on Natural Working Fluids at Purdue, pp.279~284, (2000)
- 5) Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co., (1980)
- 6) Launder, B. E. and Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flow," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269~289, (1994)
- 7) Chang, K. C., Hsieh, W. D. and Chen, C. S., "A modified low-Reynolds-number turbulence model applicable to recirculating flow in pipe expansion," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, pp. 417-423, (1995)
- 8) <http://www.propath.mech.kyushu-u.ac.jp/> Akasaka, R. et. al., "A Program Package for Thermo-Physical Properties of Fluids, Version 12.1, PROPATH Group, Japan, (2001)
- 9) Ikeda, N., "Study on the forced convective evaporation of carbon dioxide in a small-diameter tube," M. Sc. Thesis, Kyushu University, Japan, (2000) (in Japanese)
- 10) Chen, J. C., "A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow," ASME Paper 63-HT-34, 6th National Heat Transfer Conference, Boston, (1963)
- 11) Friedel, L., "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow", European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy, (1979)

(2006년 11월 27일 접수, 2007년 5월 23일 채택)