

모듈형 동시냉난방 열펌프의 장배관/고낙차에 따른 액선 과냉도 변화에 대한 연구

신 광 호, 김 민 성[†], 백 영 진, 나 호 상, 박 성 룡
한국에너지기술연구원

Study on longitudinal variation of subcooling with high elevated liquid line in a modular heat pump system

Kwang-Ho Shin, Minsung Kim[†], Young-Jin Baik, Ho-Sang Ra, Sung-Ryung Park
Geothermal Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research(KIER), Daejeon 305-343, Korea

ABSTRACT: This study is simulation of high elevated liquid line of a modular heat pump system to observe longitudinal subcooling variation. In a high elevated tube, subcooled refrigerant(R410A) through a condenser changes its states by heat transfer with surrounding air and by pressure drop from elevation. In this study, the liquid line was simulated through correlations of heat transfer and pressure drop for the variation from single-phase into two-phase flow. Pressure drop, heat transfer rate and vapor quality were calculated as key parameters. Two-phase turning heights and variations of the key parameters were confirmed from the simulation. As a result, high elevation of liquid line has great influence on upward flow, which requires additional equipment to compensate the variation.

Key words: Simultaneous heating and cooling(동시냉난방), Heat pump(열펌프), High elevated liquid line(고낙차액선)

기 호 설 명

<p>A : 면적 [m^2]</p> <p>Bo : 비등수 [-]</p> <p>Co : 대류수 [-]</p> <p>d : 수력 직경 [m]</p> <p>ΔT : 온도차 [$^{\circ}C$]</p> <p>ΔP : 압력강하량 [kPa]</p> <p>f : 마찰계수 [-]</p> <p>Fr : Froude 수 [-]</p>	<p>h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]</p> <p>i : 엔탈피 [J/kg]</p> <p>k : 전도열전달계수 [$W/m \cdot K$]</p> <p>L : 길이 [m]</p> <p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s]</p> <p>Nu : Nusselt 수 [kg/s]</p> <p>Q : 열전달량 [W]</p> <p>Pr : Prandtl 수 [-]</p> <p>Ra : Rayleigh 수 [-]</p> <p>Re : Reynolds 수 [-]</p> <p>U : 총열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]</p> <p>x : 건도 [-]</p>
---	--

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3062; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: minsungk@kier.re.kr

그리스 문자

- α : 보이드율 [-]
- β : 체적팽창계수 [1/K]
- μ : 점성계수 [N·s/m²]
- ν : 동점성계수 [N·s/m²]
- ρ : 밀도 [m³/kg]
- σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

- a : ambient
- c : condensation or copper
- e : evaporation
- i : index or inner
- g : gas
- f : fluid or friction
- m : momentum
- s : static
- o : outer

1. 서론

최근 건축공학의 발전과 건축자재의 기술발전 에 따른 단열성능의 상승과 함께 사무자동화 기 기들의 보급이 증가됨에 따라, 냉방이 필요한 기 간이 장기화되고 있다. 또한 호텔이나 오피스 건 물 등과 같이 부하특성이 다양한 공간에서의 난 방과 냉방이 동시에 요구되는 동시냉난방에 대한 요구도 꾸준히 증가되고 있다. 현재 에너지절약 및 공간적인 측면에서의 이점으로 인해 멀티열펌 프의 적용이 증가하고 있지만, 기존의 멀티열펌 프에서는 동시에 냉방과 난방운전이 병행될 수 없기 때문에 호텔내 객실이나 전산실과 같이 다 양한 냉방과 난방 수요가 동시에 존재하는 조건 에서 이를 만족시킬 수 있는 시스템의 개발이 필 요하다.

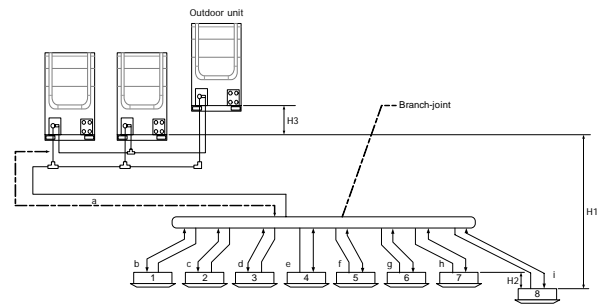
동시냉난방 열펌프를 이용한 초고층건물 냉방 의 경우 실외기는 지붕이나 지하에 놓이게 되며, 실외기를 거친 냉매는 열부하에 따라 각 기기별 로 냉매를 분배해주는 MCU (mode change unit) 까지 수직 및 수평관을 통해 이동을 한다. 이때 배관을 통하여 외부의 열출입이나 마찰 및 수두 손실로 인한 압력강하가 발생한다. 동절기 운전 에서는 이러한 배관라인이 증발기 역할을 수행하 므로 압력강하에 의한 시스템 문제는 크지 않지

만, 하절기 운전에서는 액선의 과냉각된 냉매가 팽창하여 이상상태로 전환되는 경우가 발생한다. 이러한 결과는 MCU에서 각 기기별로 냉매를 적 절히 분배하는데 장애가 될 뿐 아니라, 팽창변에 서의 정상적인 유동흐름을 방해하여 냉방성능 또 한 저하되므로 이를 방지하기 위한 대책이 필요 하다.

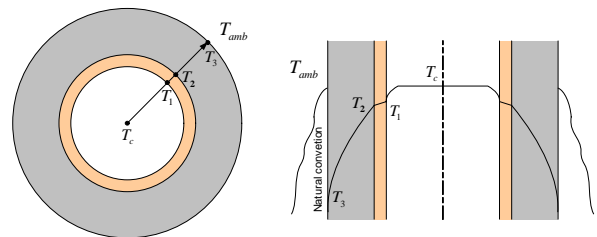
따라서 본 연구는 동시모듈형 열펌프에 사용되 어지는 냉매(R410A)의 수직관내 거동을 시물레 이션을 통하여 살펴보고자 한다. 수직관내에서 상향 및 하향유동에 관하여 단열재로 쌓인 동관 과 외부의 열교환을 고려하였다. 이를 통하여 장 배관 고낙차 배관에서 냉매의 이상유동 발생거 리, 압력강하량, 건도 변화, 열전달량 등을 살펴 보는데 목적이 있다.

2. 시뮬레이션 방법

본 연구에서 시뮬레이션된 모듈형 동시냉난방 열펌프는 하나의 실외기에서 각 공조기로 냉매를 분배해주는 MCU까지 상향/하향으로 설치할 수 있으며, 실외기 모듈의 추가 설치에 의해 손쉽게 용량을 확장시킬 수 있도록 되어있다. Fig. 1 (b) 의 그림은 냉매 수송관의 수평/수직 단면을 나타 낸다. 동관으로 된 내부에 과냉된 냉매가 흐르게



(a) Simultaneous heat pump



(b) Longitudinal tube

Fig. 1 Schematic diagram of longitudinal tube analysis

Table 1 Simulation parameters

Parameter	Unit	Range
d_i	m	0.01384
d_o	m	0.01588
d_{ms}	m	0.04572
\dot{m}	kg/s	0.02090
T_a	°C	30~40
T_c	°C	40
T_e	°C	-5
ΔT_{sub}	°C	5
ΔT_{sup}	°C	5

되며, 외부는 단열재로 감싸져 있으며 외기와외 열교환은 자연대류 형태로 가정하였다.

Table 1은 시뮬레이션에 사용된 조건을 나타낸다. 열펌프의 냉방조건을 기준으로 응축온도 40°C, 증발온도 -5°C, 과열/과냉도 각 5°C로 가정하였다. 외기온도의 영향을 고려하기 위하여 냉각(30°C)/등온(35°C)/가온(40°C) 조건으로 1RT의 냉방용량의 질량유량(0.0209 kg/s)을 갖는 R410A 냉매에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 실제 액라인이 통과하는 입상관은 복사열의 영향에 의해 외기보다 높은 온도가 될 수 있음을 고려한 것이다.

시뮬레이션에 사용된 열전달 및 압력강하 상관식은 다음과 같다. 수직관에서 각 지점의 열전달량, 온도분포 및 압력강하량 등을 계산하기 위하여, 유동의 형태별로 단상유동 영역과 이상유동 영역으로 나누어 계산이 수행되어야한다. 유동 형태는 입구건도로 판별할 수 있는데, 건도는 식 (1)과 같다.

$$x = \frac{i - i_f}{i_{fg}} \quad (1)$$

단상유동에서는 Gnielinski⁽²⁾의 상관식 (2)을 사용하여 열전달계수를 계산하였다.

$$h_i = \left(\frac{k_f}{d_i} \right) \left[\frac{(f/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{(f/8)}(Pr_f^{2/3} - 1)} \right] \quad (2)$$

여기서, $f = 1/(0.79\ln Re_f - 1.64)^2$ 이다.

이상유동의 경우 Kandlikar⁽³⁾의 상관식 (3)을 사용하여 계산하였다.

$$h_i = h_f [C_1 C_0^{C_2} (25 Fr_f^{C_3}) + C_3 B_0^{C_4} F_K] \quad (3)$$

$$h_f = 0.023 \left(\frac{k_f}{d_i} \right) Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (4)$$

$$C_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \quad (5)$$

여기서 C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 는 작동유체의 종류에 따라 결정되는 상수이며, F_K 는 비등상태에 따라 결정되는 상수이다.

관외부에서의 자연대류 열전달 관계식⁽⁴⁾은 식 (6)과 같다.

$$\overline{Nu} = \left[Nu_0^{1/2} + Ra^{1/6} \left(\frac{f_{Pr}}{300} \right)^{1/6} \right]^2 \quad (6)$$

$$f_{Pr} = \left[1 + \left(\frac{0.5}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (7)$$

여기서 수직관의 경우 $Nu_0 = 0.68$ 이다.

위와 같은 관계식들로부터 구해진 관내부/외부의 열전달 계수 h_i, h_o 를 이용하여 총합열전달계수를 구할 수 있다. 다음의 식 (8), (9)를 이용하여 동관 및 단열재의 접촉면에서의 전열량을 구할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi L_c k_c} + \frac{\ln(d_{ms}/d_o)}{2\pi L_{ms} k_{ms}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (8)$$

$$Q = UA(T_i - T_a) \quad (9)$$

전체 압력강하는 수두차에 의한 압력손실 (ΔP_s), 가속과 감속에 의한 압력손실(ΔP_m), 마찰에 의한 압력손실(ΔP_f)로 나뉜다. 압력강하의 경우 식 (10)과 같은 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_m + \Delta P_f \quad (10)$$

식 (11)은 수두차에 의한 압력손실, 식 (12)는 가속과 감속에 의한 압력손실을 나타낸다.

$$\Delta P_s = g[\alpha \rho_g + (1 - \alpha \rho_f)] \Delta Z \quad (11)$$

$$\Delta P_m = m^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_G(1-\alpha)} \right]_{i_o} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_G(1-\alpha)} \right]_{i_f} \right\} \quad (12)$$

$$\alpha = \frac{x}{\rho_g} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_f - \rho_g)]^{0.25}}{m\rho_f^{0.5}} \right]^{-1} \quad (13)$$

여기서, 식 (13)의 보이드율은 Rouhani-Axelsson의 식⁽⁵⁾을 사용하였다.

마찰에 의한 압력강하는 Grønnerud의 상관식⁽⁶⁾ 식 (14)를 사용하였다. 식 (15)처럼 단상냉매에서의 압력손실에 이상손실계수 식 (16)의 곱으로 표현된다.

$$\Delta P_f = \Delta P_L \Phi_{gd} \quad (14)$$

$$\Delta P_L = f(L/d_i)m^2(1-x^2)(1/2\rho_f) \quad (15)$$

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)}{\left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.25}} - 1 \right] \quad (16)$$

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{0.5})] \quad (17)$$

$$f_{Fr} = Fr_L^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_L} \right)^2 \quad (18)$$

이와 같은 관계식들을 이용하여 수직관내에서 일어나는 열출입 및 압력강하가 일어나는 과냉된 냉매의 거동에 관하여 EES(Engineering equation solver) V.8.072를 이용하여 시뮬레이션을 하였다. Fig. 2는 시뮬레이션의 흐름도를 나타낸다. 먼저 입력변수들을 설정한 후, 계산되어진 건도를 통해 단상유동 또는 이상유동 영역의 관계식을 풀게 된다. 관내부의 대류열전달 계수, 관외부의 자연대류 열전달계수를 구한 후, 이를 이용하여 총 열전달계수 UA, 각 부위의 온도 분포 및 총열량을 구한다. 압력손실은 초기의 과냉된 냉매액으로부터 계산되어진다. 계산되어진 총열량과 압력손실 값을 이용하여 건도를 예측할 수 있는데 이를 추방향으로 적분함으로써 단상영역으로부터 이상영역까지 각 지점의 상태량을 계산하였다.

3. 시뮬레이션 결과

과냉된 냉매의 이상유동 발생지점 및 압력, 온

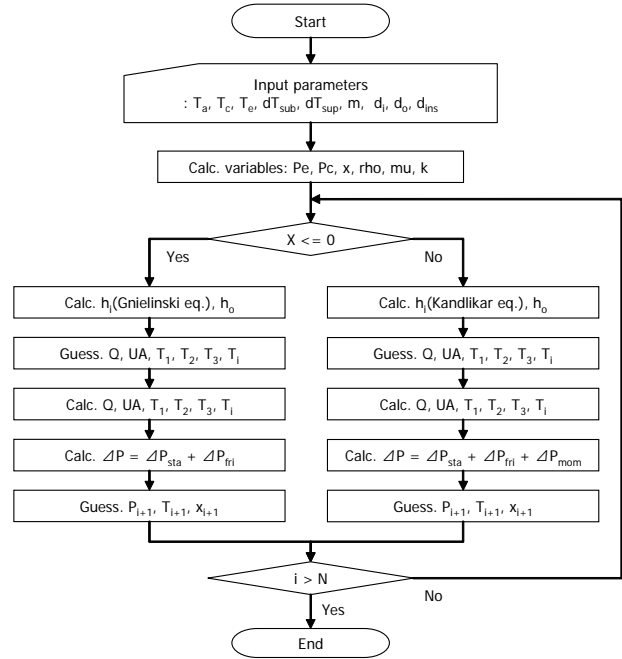


Fig. 2 Flow chart

도, 건도변화를 알아보기 위하여 수직 상향유동과 하향유동에 대해 시뮬레이션을 해보았다. 열출입의 영향을 고려하기 위하여 주변 외기온도를 30~40℃로 변화시켜 계산하였다.

수직상방으로 과냉된 냉매가 흐를 때 압력, 온도 및 건도의 변화는 Fig. 3에서와 같이 나타나며, 압력손실량 및 열출입량은 Fig. 4와 같다. 먼저 Fig. 3 (a)의 압력분포를 살펴보면 액상의 냉매는 수직방향으로 올라갈수록 수두차에 의한 압력강하 및 배관과의 마찰로 인한 압력손실이 일어나게 된다. 수두차에 의한 압력손실은 일정한 반면 마찰에 의한 압력강하는 밀도의 감소로 인하여 높이가 올라갈수록 커지게 된다. 이상영역이 발생하는 지점부터는 기포에 의한 유동의 가속이 일어나게 되며 이에 따른 압력손실 또한 발생하게 된다. 그러나 배관내 압력손실 중 가장 큰 영향을 미치는 기공률의 증가에 따른 수두차에 의한 압력손실의 감소로 인하여 전체적인 압력손실량은 감소하는 추세를 나타낸다.

Fig. 3 (b)에서 단상영역에서 냉매의 온도변화는 외부와의 열출입에 의하여 결정되는데, 외부로부터 열손실이 있는 경우는 온도가 감소하고 그 반대로 열을 흡수할 경우는 온도가 증가하게 된다. 그런데 본 시뮬레이션 조건에서처럼 단열재로 인하여 그러한 열출입량은 매우 적어 온도 변화에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났

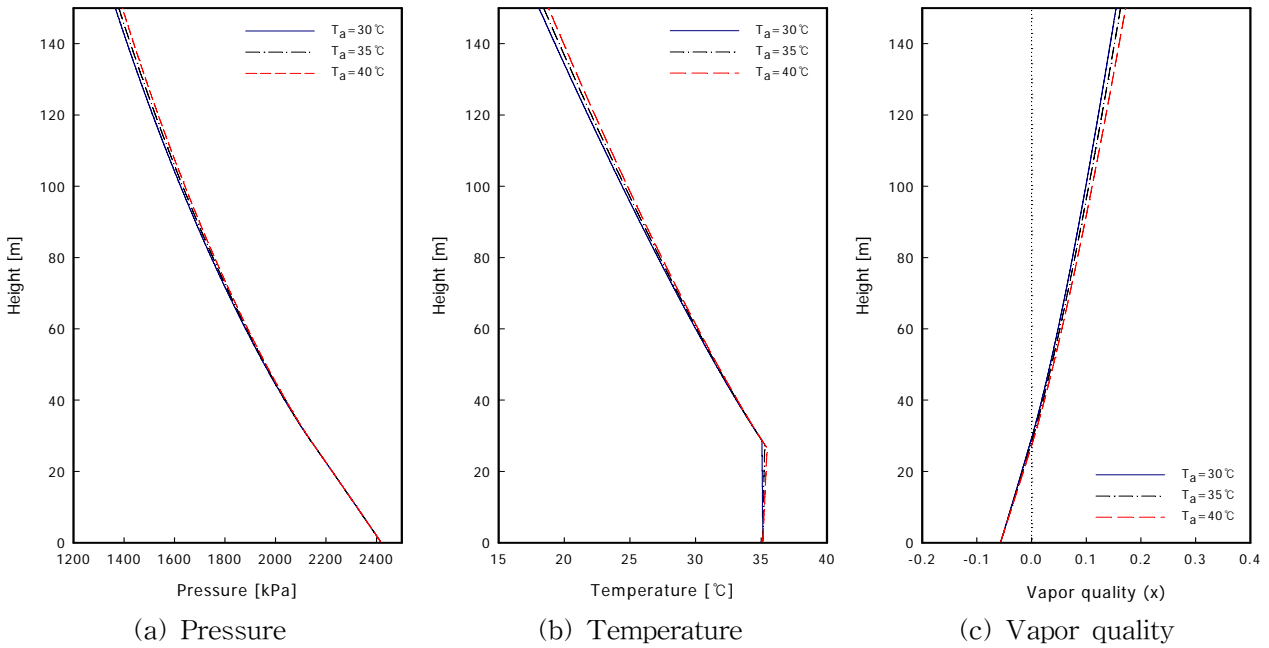


Fig. 3 Variation of upward flow of R410A refrigerant in a vertical tube

다. 또한 Fig. 4 (b)에서와 같이 수직상방시 액선에서 외부온도조건에 상관없이 외부 열이 유입되는데 이는 압력강하에 의한 냉매의 온도감소가 크게 영향을 미치기 때문이다.

이상영역에서의 온도변화의 경우, 건도변화에 따른 냉매의 증발로 인하여 증발잠열 만큼의 온도변화가 일어나게 된다. 따라서 건도 증가에 따

라 냉매 온도는 급격히 감소하게 되며, 외부와의 열출입 급격하게 증가하게 된다.

수직하방으로 냉매가 흐를 때의 압력, 온도 및 건도 변화는 Fig. 5와 같다. Fig. 5 (a)와 같이 압력의 경우 하부로 내려갈수록 수두차에 의하여 압력보상을 받게 되어 액상의 단상유동의 거동을 나타낸다. Fig. 5 (b)에서 온도변화 또한 외부와의 열교환에 의한 열출입 효과를 반영하여, 온도의 상승 및 감소를 보인다.

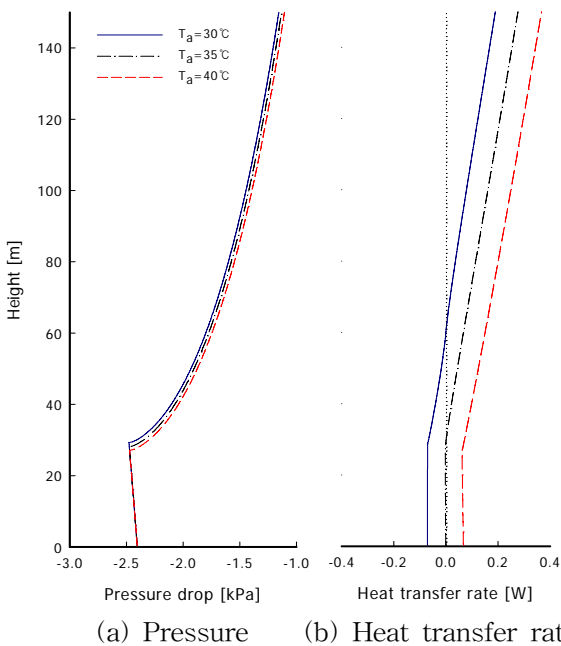


Fig. 4 Variation of pressure drop and heat transfer rate in upward flow

4. 결론

본 연구는 수직배관내의 과냉된 냉매의 거동에 대하여 시뮬레이션을 통하여 고찰해보았다. 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 수직상승 유동의 경우 수두차의 영향으로 인하여 일정 높이에 이르러 이상유동이 발생한다. 이상유동이 발생하게 되면 높이에 따라 압력강하량이 급격히 증가하게 되며, 냉매 온도는 높이에 따라 현저히 감소하게 된다. 이상유동 발생 후의 압력손실량은 액상인 단상에 비하여 감소하는 경향을 나타낸다.

(2) 수직하강 유동의 경우 압력손실량에 비하여 수두차에 의한 압력보상이 크게 나타난다. 따라서 하강길이에 따라 압력이 높아져 이상유동은 발생하지 않고 단상유동 형태로 압력 및 열교환

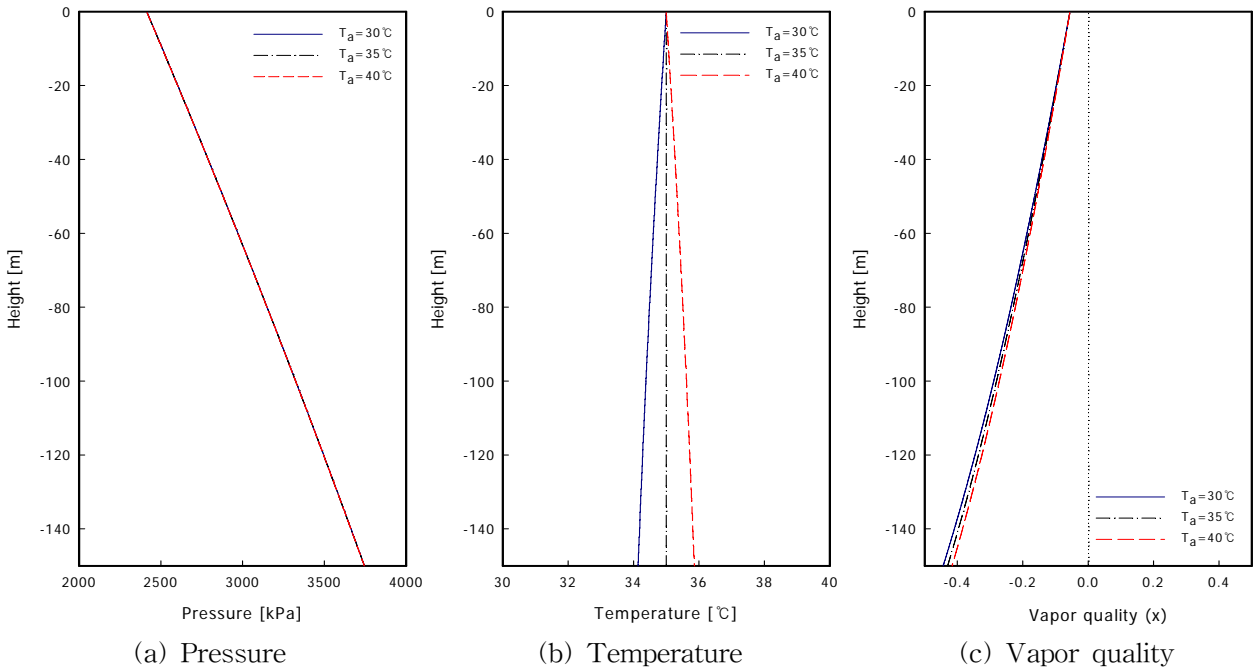


Fig. 5 Variation of upward flow of R410A refrigerant in a vertical tube

이 일어난다. 다만 수평관의 길이가 늘어날 경우에 대한 추가적인 해석이 필요하다.

후 기

본 연구는 지식경제부가 지원하고 있는 에너지·자원기술개발사업의 지원으로 진행되었으며 이에 감사드린다.

참고문헌

1. Ould Didi, M. B., Kattan, N., and Thome, J. R., 2002, Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes, *Int. J. of Refrigeration*, v. 25, pp. 935-947.
2. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
3. Kandlikar, S. G., 1990, A general correlation for saturated two-phase boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219-228.
4. Hewitt, G. E., Shires, G. L., Bott, and T. R., 1994, *Process heat transfer*, CRC Press, chap. 2.4.
5. Rouhani, Z., and Axelsson, E., 1970, Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions, *International journal of heat and mass transfer*, 1970, vol. 13, pp. 383-393.
6. Grønnerud, R., 1979, Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants. Annex 1972-1, *Bulletin of International Institute of Refrigeration*.
7. Collier, J. G., 1981, *Convective boiling and condensation*, 2nd. ed., McGraw-Hill.